

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
CÂMPUS CORNÉLIO PROCÓPIO  
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANDRÉ LUIZ GATTI FERNANDES

**PROJETO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO

2023

**ANDRÉ LUIZ GATTI FERNANDES**

**PROJETO DE UM TROCADO DE CALOR CASCO E TUBO**

**Design of a shell and tube heat exchanger.**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientador(a): Prof. Dr. Fábio Kenji Suguimoto.

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**ANDRÉ LUIZ GATTI FERNANDES**

**PROJETO DE UM TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título  
de Bacharel em Engenharia Mecânica, Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 22/junho/2023

Fabio Kenji Suguimoto  
Doutorado  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Marcos Antônio de Souza Lourenço  
Doutorado  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Rubens Gallo  
Doutorado  
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**CORNÉLIO PROCÓPIO**

**2023**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus por me permitir chegar até esta etapa.

Ao meu orientador, o Prof. Dr. Fabio Kenji Suguimoto, por seus valiosos ensinamentos e assistência em todos os momentos.

Aos meus familiares, que sempre me apoiaram e ajudaram nos momentos mais desafiadores da minha vida.

A minha namorada e sua família, por todo o incentivo e ajuda durante minha jornada durante minha graduação.

Aos meus amigos, que estiveram ao meu lado, encorajando-me e motivando-me ao longo de todo o processo de conclusão deste trabalho.

Gostaria também de expressar minha gratidão a todos os professores que fizeram parte de minha jornada acadêmica, contribuindo de diversas maneiras para o sucesso deste projeto.

Por fim, agradeço a todos que, de alguma forma, contribuíram para a realização deste trabalho e tornaram possível este momento significativo em minha vida.

"O calor não pode fluir, de forma espontânea, de um corpo de temperatura menor, para um outro corpo de temperatura mais alta."

Rudolf Clausius

## RESUMO

Gatti Fernandes, André Luiz. Projeto de um Trocador de Calor Casco e Tubo. 45 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2023.

No presente trabalho, o objetivo foi projetar e modelar um trocador de calor casco e tubo para ser utilizado em uma bancada didática, portanto deve ser um dispositivo com dimensões reduzidas. O único fluido que escoará pelo equipamento é a água, porém em fases diferentes determinados pelo lado do fluxo, para o lado do tubo o escoamento será água na fase líquida, em temperatura ambiente, enquanto para o lado do casco será água na fase líquida. Os cálculos para dimensionamento foram baseados nas metodologias de Kern e Bell-Dellaware, este para o casco, enquanto aquele para os tubos. Foram realizadas alterações pontuais em ambas as metodologias para melhor enquadrá-las ao conceito do trabalho e ter resultados mais precisos. Este trocador é definido como um condensador, pois ao entrar em contato com a superfície dos tubos, o vapor irá condensar.

**Palavras-chave:** Trocador de Calor Casco e Tubo, Transferência de Calor, Condensador.

## **ABSTRACT**

Gatti Fernandes, André Luiz. . 45 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2023.

In this work, the desired objective was to project and model a tube and shell heat exchanger to be used on a teaching bench, therefore it must be a dispositive with reduced dimensions. The only fluid that will flow through the equipment is water, but in different states determined by the flow side, to the tube side the flow will be water in liquid state, at room temperature, while to the shell side will be water in steam state. The calculations to dimensioning were based on methodologies of Kern and Bell-Dellaware, this one to shell, while that one to the tubes. Were realized some punctual modifications to better fit it to the concept of the work and have more accurate results. This exchanger is defined as a condenser, because when you get in touch with the tubes surfaces, the steam will condense.

**Keywords:** Tube and Shell Heat Exchanger, Heat Transfer, Condenser

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1	– Associação de transferência de calor por condução com difusão de energia devido a atividade molecular. ....	15
FIGURA 2	– Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção. ....	16
FIGURA 3	– Troca de calor por radiação em uma superfície. ....	16
FIGURA 4	– Principais partes de um trocador de calor casco e tubo. ....	18
FIGURA 5	– Distribuição de temperatura para operação em paralelo. ....	19
FIGURA 6	– Distribuição de temperatura para operação em contracorrente. ....	19
FIGURA 7	– Trocador casco e tubo 1-1. ....	20
FIGURA 8	– Trocador casco e tubo 1-2. ....	20
FIGURA 9	– Disposição de tubos triangular 30°. ....	22
FIGURA 10	– Disposição de tubos triangular rotacionado 60°. ....	22
FIGURA 11	– Disposição de tubos quadrangular 90°. ....	23
FIGURA 12	– Disposição de tubos quadrangular rotacionado 45°. ....	23
FIGURA 13	– Representação do corte da chicana. ....	24
FIGURA 14	– Representação do direcionamento do escoamento. ....	24
FIGURA 15	– Representação de uma chicana anel e disco ....	25
FIGURA 16	– Representação de uma chicana de orifício ....	25
FIGURA 17	– Deformação de filme condensado em um tubo horizontal. ....	30
FIGURA 18	– Vista isométrica do trocador de calor casco e tubo. ....	41
FIGURA 19	– Vista lateral do trocador de calor casco e tubo. ....	41
FIGURA 20	– Vista isométrica do trocador de calor casco e tubo com seção em corte lateral. ....	42
FIGURA 21	– Vista lateral do trocador de calor casco e tubo com seção em corte lateral. ....	42

## LISTA DE TABELAS

TABELA 1	– Abertura diametral casco-chicana em função do diâmetro nominal do casco. ....	31
TABELA 2	– Diâmetro do bocal em função do diâmetro do casco. ....	33
TABELA 3	– Valores de $l_i$ e $l_o$ . ....	34
TABELA 4	– Constantes $b_1, b_2, b_3$ e $b_4$ . ....	36
TABELA 5	– Dados de entrada. ....	39
TABELA 6	– Configurações de Tubos. ....	39
TABELA 7	– Resultados de Escoamento e Transferência de Calor. ....	39
TABELA 8	– Dimensionamento do lado casco. ....	40
TABELA 9	– Fatores de correção e coeficiente de transferência de calor do lado casco. ....	40
TABELA 10	– Coeficiente de transferência de calor do lado casco corrigido. ....	40
TABELA 11	– Indicadores de área. ....	40
TABELA 12	– Perdas de Carga. ....	41
TABELA 13	– Materiais necessários para construção do casco. ....	42
TABELA 14	– Materiais necessários para construção do carretel. ....	43
TABELA 15	– Materiais necessários para construção das tampas, chicanas e do espelhos. ....	43
TABELA 16	– Materiais necessários para construção do feixe de tubos. ....	43

## LISTA DE SÍMBOLOS

$T_e$	Temperatura de entrada
$T_s$	Temperatura de saída
$\Delta T_1$	Diferença de temperatura 1
$\Delta T_2$	Diferença de temperatura 2
$T_m$	Temperatura média
$C_p$	Calor específico
$\mu$	Viscosidade absoluta
$k$	Condutividade Térmica
$\rho$	Massa específica
$Pr$	Número de Prandtl
$w$	Vazão mássica
$Q_{troc}$	Calor trocado
$\Delta t$	Diferença de temperatura no trocador
$L$	Comprimento do tubo
$D_e$	Diâmetro externo do tubo
$D_i$	Diâmetro interno do tubo
$A$	Área de Projeto
$A_p$	Área de Projeto Real
$N$	Número de passes tubo
$N_t$	Número de Tubos
$a_t$	Área de escoamento
$a'_t$	Área de escoamento de um tubo

$G_t$	Vazão mássica por unidade de área
$Re_t$	Reynolds Tubo
$v$	Velocidade de escoamento tubo
$f$	Fator de atrito Darcy-Weisbach
$Nu_{dt}$	Correlação de Gnielinski
$h_i$	Coefficiente de transferência de calor lado tubo
$h_{io}$	Coefficiente de transferência de calor tubo (área externa)
$l_s$	Espaçamento entre chicana
$D_s$	Diâmetro interno do casco
$D_{otl}$	Diâmetro do feixe de tubos
$p$	Passo
$p_n$	Passo perpendicular ao escoamento
$S_m$	Seção de escoamento cruzado
$Re_s$	Reynolds do casco
$g$	Aceleração da gravidade
$h_{ideal}$	Coefficiente de transferência de calor do casco para feixe tubos ideal
$l_c$	Corte da chicana
$\delta_{sb}$	Abertura diametral casco-chicana
$S_{sb}$	Área da seção de vazamento casco-chicana
$\delta_{tb}$	Abertura diametral tubo-chicana
$S_{tb}$	Área da seção de vazamento tubo-chicana
$N_c$	Número de fileiras de tubos cruzados
$D_{bocal,i}$	Diâmetro de entrada do bocal
$l_{si}$	Espaçamento da primeira chicana

$D_{\text{bocal,o}}$	Diâmetro de saída do bocal
$l_{\text{so}}$	Espaçamento da última chicana
$N_{\text{b}}$	Número de chicanas
$J_{\text{c}}$	Fator de correção para os efeitos da configuração da chicana
$J_{\text{l}}$	Fator de correção para os efeitos dos vazamentos na chicana
$J_{\text{b}}$	Fator de correção para os efeitos de contorno do feixe
$J_{\text{r}}$	Fator de correção para o gradiente adverso de temperatura
$J_{\text{s}}$	Fator de correção devido ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída
$h_{\text{s}}$	Coefficiente de transferência de calor do lado casco
$A_{\text{neces}}$	Área necessária
EA	Excesso de área de troca
$f_{\text{a}}$	Atrito de Fanning
$\Delta P_{\text{t}}$	Perda de carga pelo escoamento
$\Delta P_{\text{r}}$	Perda de carga pelo retorno
$\Delta P_{\text{T}}$	Perda de carga total lado do tubo
$\Delta p_{\text{c}}$	Perda de carga na seção de escoamento cruzado do lado casco
$\Delta P_{\text{bi}}$	Perda de carga para uma janela ideal
$f_{\text{i}}$	Fator de atrito para um feixe de tubos ideal
$\Delta P_{\text{wi}}$	Perda de carga para uma seção de janela ideal
$N_{\text{cw}}$	Número de fileiras de tubos cruzadas em cada janela
$S_{\text{w}}$	Área de seção de escoamento da janela
$S_{\text{wg}}$	Área total da janela
$S_{\text{wt}}$	Área ocupada pelos tubos na janela

$D_w$	Diâmetro equivalente da janela
$\Delta P_w$	Perda de carga nas janelas
$\Delta P_e$	Perda de carga nas regiões de entrada e saída do casco

## **LISTA DE SIGLAS**

CAD	Computer Aided Design
MLDT	Média Logarítmica das Diferenças de Temperatura
TEMA	Tubular Exchangers Manufacturer Association
BWG	Birmingham Wire Gauge

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>12</b>
1.1 MOTIVAÇÃO .....	12
1.2 OBJETIVOS GERAIS .....	13
<b>2 DESENVOLVIMENTO</b> .....	<b>14</b>
2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	14
2.1.1 Transferência de Calor .....	14
2.1.1.1 CONDUÇÃO .....	14
2.1.1.2 CONVECÇÃO .....	15
2.1.1.3 RADIAÇÃO .....	16
2.1.2 Trocadores de Calor .....	17
2.1.3 Trocadores de Calor Casco e Tubo .....	17
2.1.3.1 Sentido das Correntes .....	18
2.1.3.2 Número de Passes .....	20
2.1.3.3 Disposição dos Tubos .....	21
2.1.3.4 Configuração das Chicanas .....	23
2.2 DESENVOLVIMENTO E METODOLOGIA .....	26
2.2.1 Método Kern .....	26
2.2.2 Método Bell-Delaware .....	30
2.2.3 Cálculo da perda de carga .....	35
2.2.3.1 Cálculo da perda de carga no lado tubo .....	35
2.2.3.2 Cálculo da perda de carga no lado casco .....	35
2.3 RESULTADOS .....	38
<b>3 CONCLUSÃO</b> .....	<b>44</b>
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	<b>45</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Trocadores de calor, equipamentos com a finalidade de gerar troca de calor entre dois fluidos (sem misturá-os), vem sendo muito utilizados em processos industriais. Esta prática tem como principal benefício a eficiência energética, consequentemente evitando gastos desnecessários, onde uma fonte de calor (fluido aquecido) que seria anteriormente despejada para a natureza, é aproveitada para transmitir energia térmica para outro fluido do processo industrial (NETO, 2014).

Existem muitas variáveis a serem manipuladas ao dimensionar um trocador de calor, como suas configurações mecânicas e de sentidos de fluxos, propriedades termofísicas (Temperaturas de entrada e saída, calor específico, viscosidade absoluta, condutividade térmica, etc...), temperaturas, estados de fluidos (líquidos, vapores e fases misturadas), perdas de carga e por fim o custo de fabricação (GUNDERSEN; NAESS, 1990).

Como será explicado na seção 2.1.2 (Trocadores de Calor) existem diversas classes de trocadores de calor, definidas conforme a literatura utilizada. Dentre os modelos existentes o mais utilizado é o casco e tubos, devido às suas vantagens, em relação aos outros tipo de trocadores, nos quesitos de fabricação, custos e desempenho térmico (BICCA, 2006).

### 1.1 MOTIVAÇÃO

Por conta de toda essa preocupação das indústrias com trocadores de calor, sendo o tipo casco e tubos o mais operado, o presente trabalho tem como motivação dimensionar um equipamento deste modelo para futuramente ser integrada à uma bancada didática, visando proporcionar para os alunos de graduação da UTFPR - CP um maior contato com o material durante as aulas de Transferência de Calor Industrial, buscando assim um maior interesse e aprendizado da área de estudo.

## 1.2 OBJETIVOS GERAIS

O presente trabalho tem como objetivo dimensionar um trocador de calor casco e tubos. Este deve atender as especificações de área de troca e perdas de carga do método de Bell-Delaware, que será detalhado ao decorrer no trabalho.

Após o dimensionamento por meio de cálculos, o objetivo final será realizar a modelagem do equipamento por meio de um software CAD (Computer Aided Design) especializado em desenhos 3D e posteriormente suas versões em 2D para futura manufatura do trocador de calor.

Portanto, após essas etapas será possível:

- Validar os métodos utilizados através de dados analíticos;
- Avaliar os efeitos das propriedades termofísicas dos fluidos na transferência de calor;
- Avaliar os efeitos das propriedades mecânicas dos fluxos no desempenho do equipamento;
- Avaliar os efeitos gerados pelas geometrias determinadas na transferência de calor do sistema.

## 2 DESENVOLVIMENTO

### 2.1 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 2.1.1 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Os trocadores de calor têm como base teórica os princípios da transferência de calor, em que são estudadas as maneiras que ocorrem a troca entre o sistema e o meio dentro de um determinado espaço e período de tempo, podendo acontecer de três formas, que são condução, convecção e radiação.

Nas seguintes seções os conceitos dessas formas serão detalhados para um melhor entendimento dos mecanismos físicos da transferência de calor e do funcionamento dos trocadores de calor.

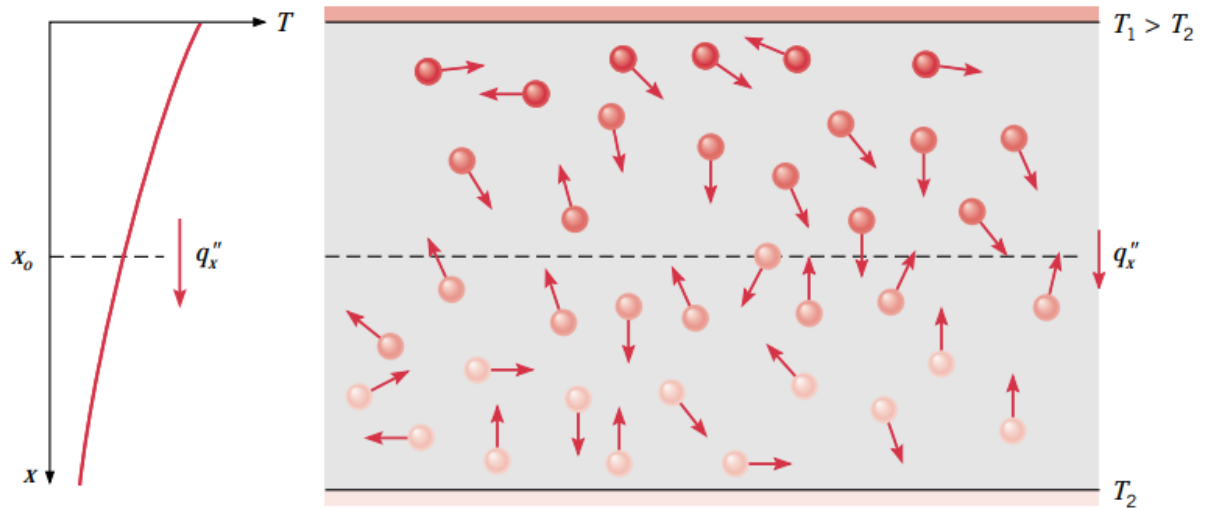
##### 2.1.1.1 CONDUÇÃO

Condução pode acontecer em sólidos, líquidos e gases, sendo essa a maneira de transferir energia através da interação entre as partículas mais energéticas para as menos energéticas (ÇENGEL; GHAJAR, 2014).

No caso de gases e líquidos, a condução ocorre por conta das colisões e das difusões das moléculas como consequência de sua movimentação aleatória. Enquanto nos sólidos, a transferência acontece devido as vibrações nas redes moleculares e pelo transporte de energia por elétrons livres (ÇENGEL; GHAJAR, 2014).

A Figura 1 exemplifica a transferência de calor por condução, em que as moléculas de um fluido posicionado entre duas paredes apresentando um gradiente de temperatura irão ter energia molecular proporcional à temperatura de suas vizinhanças. Com isso as moléculas mais energizadas irão transferir, a partir de colisões, energia para as menos energizadas, resultando em um transferência de calor com sentido da parede com maior para a de menor temperatura.

**Figura 1: Associação de transferência de calor por condução com difusão de energia devido a atividade molecular.**



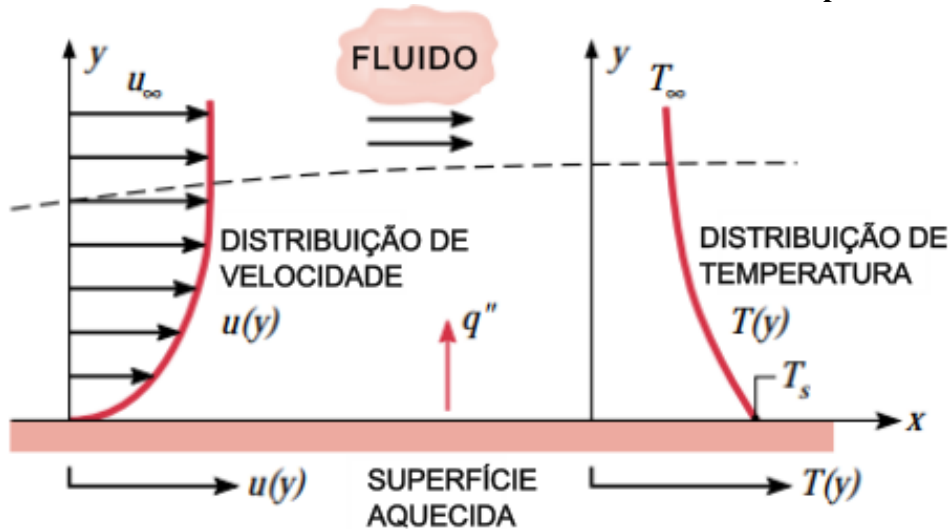
Fonte: (INCROPERA et al., 2006)

#### 2.1.1.2 CONVECÇÃO

O mecanismo físico da transferência por convecção pode ser exemplificado através da seguinte situação hipotética, em que um fluido gasoso e resfriado escoia através de um corpo aquecido, tal evento resultará em uma região próxima ao corpo onde o fluido estará desacelerado, região esta que é chamada de camada limite, o calor então será conduzido na direção da camada que por fim irá misturá-lo com o fluxo do escoamento e dispersá-lo do corpo. Todo este processo em que o calor é carregado através de um fluido em movimento é denominado convecção (LIENHARD; LIENHARD, 2020).

Portanto, a transferência de calor por convecção será resultante de uma troca entre uma superfície sólida e um fluido adjacente em movimento, podendo ser líquido ou gasoso, envolvendo combinadamente os efeitos de condução e mecânica dos fluidos. Quanto maior a velocidade de movimento de fluido, maior a transferência de calor por convecção. (ÇENGEL; GHAJAR, 2014).

Figura 2: Desenvolvimento da camada limite na transferência de calor por convecção.



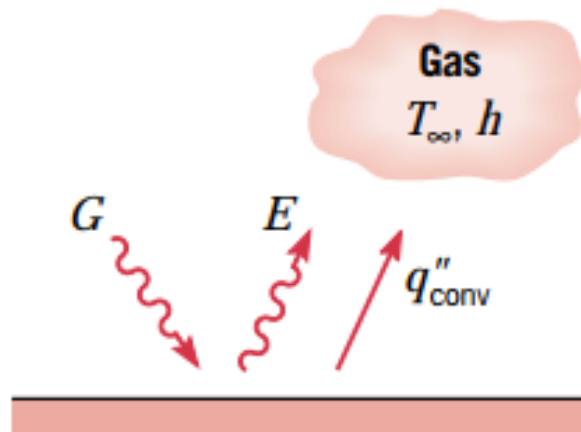
Fonte: (INCROPERA et al., 2006)

### 2.1.1.3 RADIAÇÃO

Energia emitida em ondas eletromagnéticas como consequência das trocas nas configurações eletrônicas de átomos e moléculas. A radiação, portanto, não necessita de um meio para se propagar, podendo ocorrer no vácuo. Todos os corpos com temperaturas acima do zero absoluto emitem radiação (ÇENGEL; GHAJAR, 2014).

Analisando uma superfície hipotética, a radiação pode atuar de duas maneiras, de forma emissiva, na qual a energia é liberada para a vizinhança, e também na forma incisiva, em que a energia é recebida pela superfície advinda da vizinhança. Na Figura 3 está representada as duas maneiras, emitida e incidente, sendo está denominada irradiação  $G$  e aquela poder emissivo  $E$ , ambas representas pelas respectivas letras finais (INCROPERA et al., 2006).

Figura 3: Troca de calor por radiação em uma superfície.



Fonte: (INCROPERA et al., 2006)

### 2.1.2 TROCADORES DE CALOR

Trocadores de calor são equipamentos que visam a troca térmica entre dois fluidos, portanto, aquecendo e resfriando-os. Para que um mecanismo seja classificado como trocador de calor o mesmo deve apresentar as seguintes especificações, os fluidos devem estar separados por uma parede, logo aqueles que realizam a mistura das correntes envolvidas estão desconsiderados, e não deve ser aplicado fogo direto para aquecimento dos fluidos (ARAUJO, 2010).

Kern (1999) os classifica através do serviço ao qual o trocador é destinado dentro do processo. Os trocadores, ou recuperadores, são aqueles que utilizam de uma corrente intermediária do processo com alta temperatura para aquecer outro fluido. Os aquecedores utilizam geralmente de vapor para elevar a temperatura do fluido do processo. Já os resfriados tem o objetivo oposto, geralmente utilizando água, eles tem a finalidade de esfriar o fluido do processo. Dentro da classificação dos resfriadores, existem os condensadores, cujo propósito é retirar calor latente do fluido ao invés de calor sensível. Os refeedores têm como fim atender a demanda de calor nos processos de destilação. Os evaporadores visam a concentração de soluções através da evaporação da água. E por fim, os vaporizadores, onde outro fluido, que não seja a água, é evaporizado.

Levando em consideração as características de construção, temos as seguintes classificações, de acordo com Saunders (1988), trocadores tubulares (casco e tubo, duplo tubo, resfriadores a ar e tubo aquecido), de placa (placa, espiral, lamela e placa aletada) de materiais altamente resistentes a corrosão (grafite, vidro e teflon) e especiais (rotativos e elétricos) (ARAUJO, 2010).

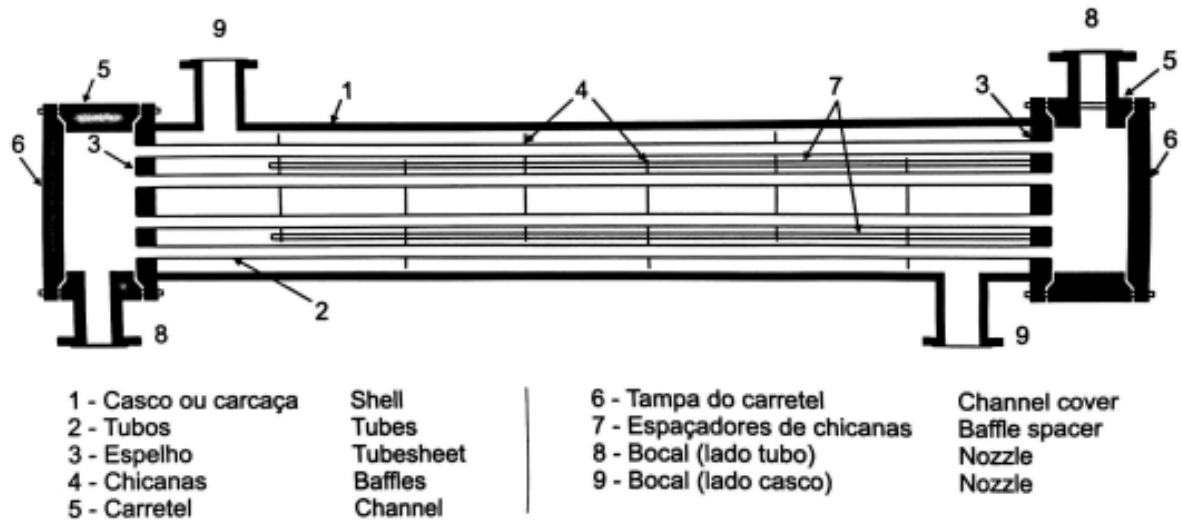
Como é o foco do trabalho, somente o trocador de calor casco e tubo terá seus conceitos aprofundados, portanto a seção seguinte será dedicada para levantar as características do trocador casco e tubo e as influências destas na transferência de calor dos fluidos.

### 2.1.3 TROCADORES DE CALOR CASCO E TUBO

Os trocadores de calor casco e tubos têm como principal característica um feixe de tubos acoplados concentricamente a um casco, em que um fluido passara internamente aos tubos do feixe e outro externamente, dentro do casco. Essa configuração de trocador de calor permite algumas variações, já que são vários os elementos que podem ser alterados para melhor atender as exigências de projeto.

A Figura 4 exemplifica as principais partes de um trocador de calor casco e tubo, demonstrando como é ampla a gama de configurações deste tipo de equipamento.

Figura 4: Principais partes de um trocador de calor casco e tubo.



Fonte: (ARAUJO, 2010)

As características que podem alterar o desempenho do equipamento, serão discutidas a seguir, assim como os fundamentos físicos e termodinâmicos para tais variações.

#### 2.1.3.1 SENTIDO DAS CORRENTES

Existem duas possibilidades para os sentidos das correntes, a paralela e a contracorrente, onde nesta os fluxos adentram o trocador por extremidades opostas enquanto naquela entram pela mesma extremidade. A principal diferença ocasionado por estes dois cenários possíveis é no cálculo da média logarítmica das diferenças de temperatura (MLDT). Esta média é calculada pela expressão a seguir:

$$MLDT = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (1)$$

onde, na operação em paralelo:

$$\Delta T_1 = T_1 - t_1 \quad (2)$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_2 \quad (3)$$

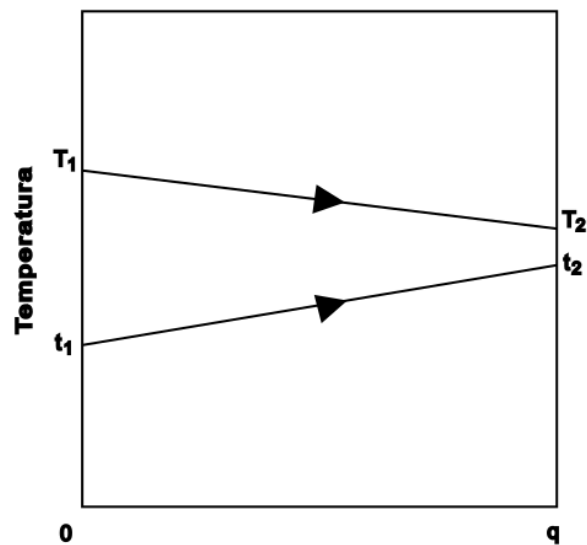
e na operação em contracorrente, temos que:

$$\Delta T_1 = T_1 - t_2 \quad (4)$$

$$\Delta T_2 = T_2 - t_1 \quad (5)$$

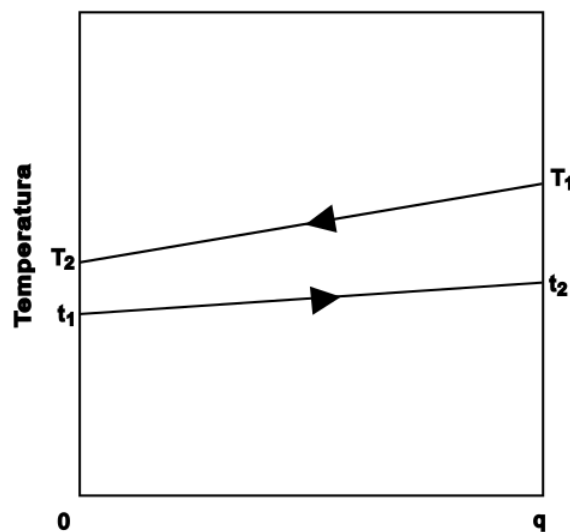
As diferenças de temperaturas utilizadas no cálculo estão representadas nas Figuras 5 e 6:

**Figura 5: Distribuição de temperatura para operação em paralelo.**



Fonte: Autoria Própria.

**Figura 6: Distribuição de temperatura para operação em contracorrente.**



Fonte: Autoria Própria.

Analisando estas distribuições é possível perceber que a temperatura de saída do fluido

frio pode ser maior que a entrada do fluido quente na operação em contracorrente. Este fenômeno torna esta configuração mais vantajosa que a em paralelo, já que a quantidade de calor que pode ser transferida é maior (ARAUJO, 2010).

### 2.1.3.2 NÚMERO DE PASSES

Outro fator de extrema importância para o desempenho do trocador de calor é o número de passes, este que é variável tanto para o lado casco quanto para o lado tubo. Porém, para entender o efeito do número de passes no equipamento é necessário compreender a definição de passe. Este está relacionado ao percurso de um fluido entre as extremidades do trocador. O fluido que escoar pelo lado tubo e entra por um bocal e, após percorrer o trocador uma única vez, sai pelo bocal da outra extremidade, este trocador terá um passe no lado tubo. Esta regra vale também para o lado casco, convencionalmente um trocador casco e tubos n-m apresenta n passes no casco e m passes no tubo (ARAUJO, 2010).

Para exemplificar o funcionamento dos passes no dispositivo, a Figura 7 retrata um trocador de calor 1-1, em que o fluido do lado casco entra pelo bocal 1 e sai pelo 2, enquanto o fluido do lado tubo entra pelo bocal 3 e sai pelo 4.

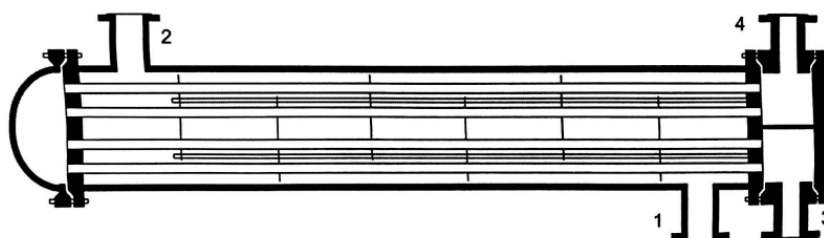
**Figura 7: Trocador casco e tubo 1-1.**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

Enquanto na Figura 8, temos um trocador casco e tubos 1-2, onde o lado tubo apresenta dois passes e o lado casco permanece o mesmo que o anterior com apenas um passe.

**Figura 8: Trocador casco e tubo 1-2.**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

O fenômeno físico que permite a variação no desempenho de acordo com o número de passes do trocador de calor, está atrelado com a velocidade do fluido, visto que equipamentos com mesmos diâmetros e números de tubos, mas que apresentam passes diferentes no lado tubo terão a mesma vazão, porém esta será distribuída por uma quantidade diferente de tubos. Logo, um trocador 1-2 terá uma velocidade de escoamento maior que um trocador 1-1. As vantagens do aumento de velocidade estão relacionadas ao aumento de  $h$  (Coeficiente de Transferência de Calor),  $U$  (Coeficiente Global) e de redução de incrustação, mas a perda de carga também se eleva (ARAUJO, 2010).

### 2.1.3.3 DISPOSIÇÃO DOS TUBOS

Neste quesito existem algumas questões práticas e teóricas que devem ser levadas em consideração para a escolha da disposição dos tubos, esta podendo ser triangular ( $30^\circ$ , triangular rotacionado  $60^\circ$ , quadrado  $90^\circ$  e quadrado rodado  $45^\circ$ ). A primeira consideração prática é em relação à quantidade de tubos. Os arranjos triangulares comportam um número maior de tubos em relação a um quadrangular, porém quando utilizado um fluido com alta taxa de incrustação os arranjos quadrangulares permitem uma maior facilidade na limpeza mecânica (PUNTEL, 2020).

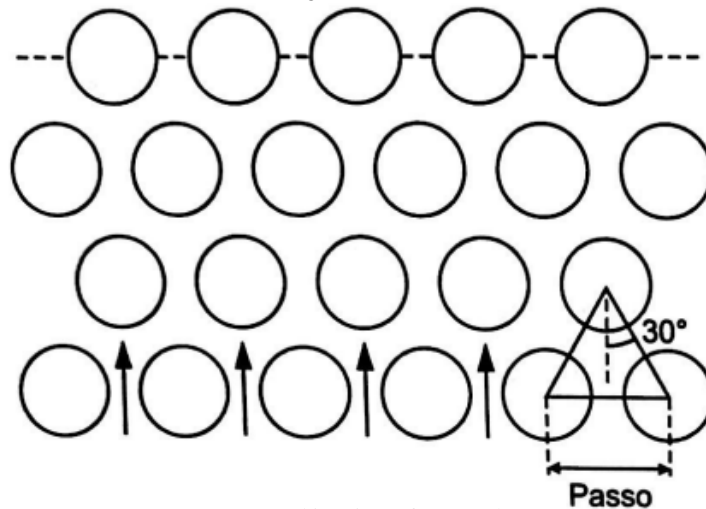
Visando esta praticidade para limpeza, a TEMA (Tubular Exchangers Manufacturer Association) recomenda que o passo seja de, no mínimo, 1,25 o diâmetro externo dos tubos para arranjo triangulares e de 0,65cm para quadrangulares (KREITH et al., 2010).

Já os princípios teóricos para se atentar estão atrelados à turbulência do escoamento, uma vez que, quanto mais intenso o fenômeno, maior será a transferência de calor. Sabendo disso, é necessário analisar dois cenários, o primeiro para casos em que o número de Reynolds é superior à 2000, neste temos um desempenho maior com arranjos triangulares, pois retornarão um escoamento mais turbulento. Já em cenários em que o número de Reynolds é inferior à 2000, o arranjo quadrangular rotacionado entrega uma maior turbulência, conseqüentemente, maior transferência de calor (PUNTEL, 2020).

As Figuras 9, 10, 11 e 12 demonstram as diferenças formas de disposição de tubos.

Na Figura 9 é possível notar que os centros de três tubos adjacentes formam um triângulo equilátero, em que a base (passo) está perpendicular ao fluxo do fluido do lado casco.

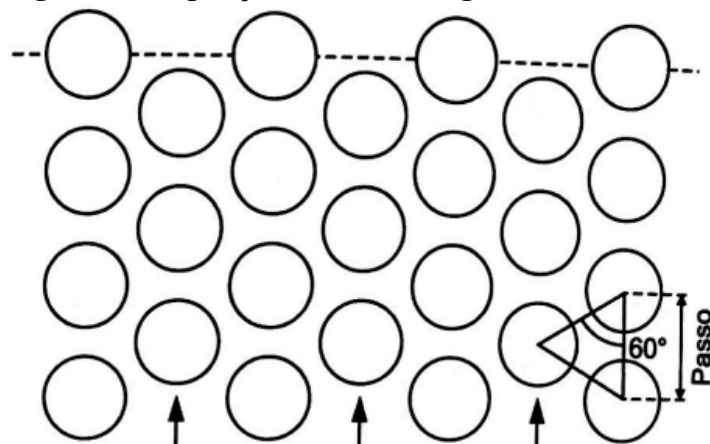
**Figura 9: Disposição de tubos triangular 30°.**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

Na Figura 10 temos a mesma geometria triangular formada por tubos adjacentes, porém a diferença está em sua orientação, uma vez que nesta configuração o passo está situado de maneira paralela ao fluxo do fluido do lado casco.

**Figura 10: Disposição de tubos triangular rotacionado 60°.**

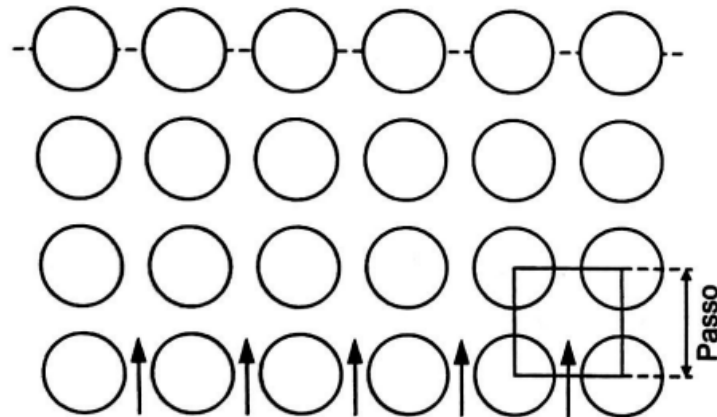


Fonte: (ARAUJO, 2010)

Na Figura 11 o padrão é formado por quatro tubos de maneira que o passo seja representado pelas arestas de um quadrado, onde a base está disposta perpendicularmente ao fluxo do fluido do lado casco.

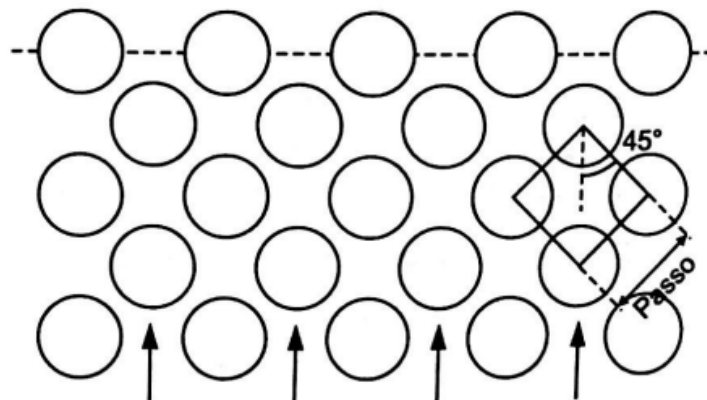
Por fim, na Figura 12 o padrão quadrangular está rotacionado de maneira que as arestas (passo) da forma geométrica estão deslocados 45° em relação ao sentido do fluxo do fluido do lado casco.

**Figura 11: Disposição de tubos quadrangular 90°.**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

**Figura 12: Disposição de tubos quadrangular rotacionado 45°.**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

#### 2.1.3.4 CONFIGURAÇÃO DAS CHICANAS

As chicanas têm sua importância na suportação do feixe de tubos e no direcionamento do fluido do lado casco, o segundo tem efeito direto no desempenho do trocador de calor, uma vez que induzindo o escoamento para um sentido, o mais próximo possível, perpendicular ao feixe de tubos irá aumentar a turbulência, conseqüentemente elevar  a transferência de calor. Este efeito   manipulável através de duas principais características das chicanas, o espaçamento e a altura do corte, a segunda sendo encontrada apenas nas chicanas segmentares (KERN, 1983).

A seguir serão apresentados os conceitos presentes em três tipos de chicanas.

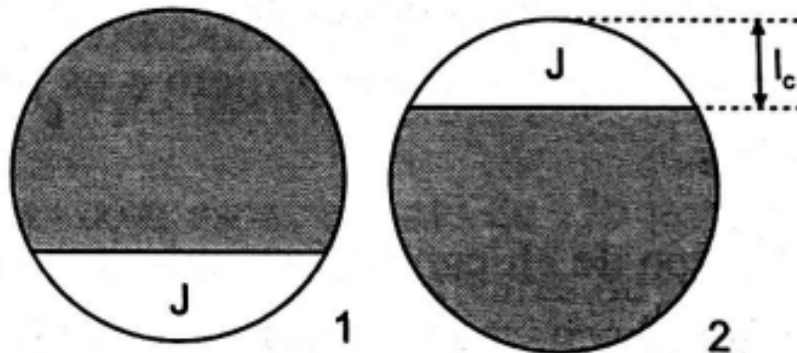
- a) Chicana Segmentar.

As chicanas segmentares são as mais utilizadas em trocadores de calor, sua principal característica é apresentar cortes orientados inversamente para duas chicanas consecutivas, esta

medida visa direcionar o escoamento para um sentido próximo ao perpendicular ao feixe de tubos. Os cortes geralmente tem uma altura de 25% do diâmetro interno do casco, porém podem variar de 10 a 40% (ARAUJO, 2010).

Os cortes nas chicanas, assim como suas orientações, estão representados na Figura 13, sendo  $J$  o corte e  $l_c$  a altura do corte.

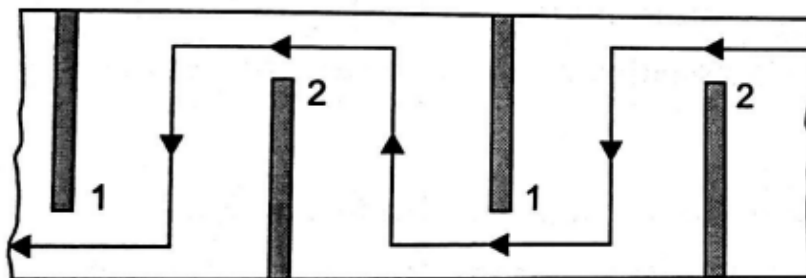
**Figura 13: Representação do corte da chicana.**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

A seguir está representado o direcionamento no escoamento causado pela orientação dos cortes das chicanas.

**Figura 14: Representação do direcionamento do escoamento.**



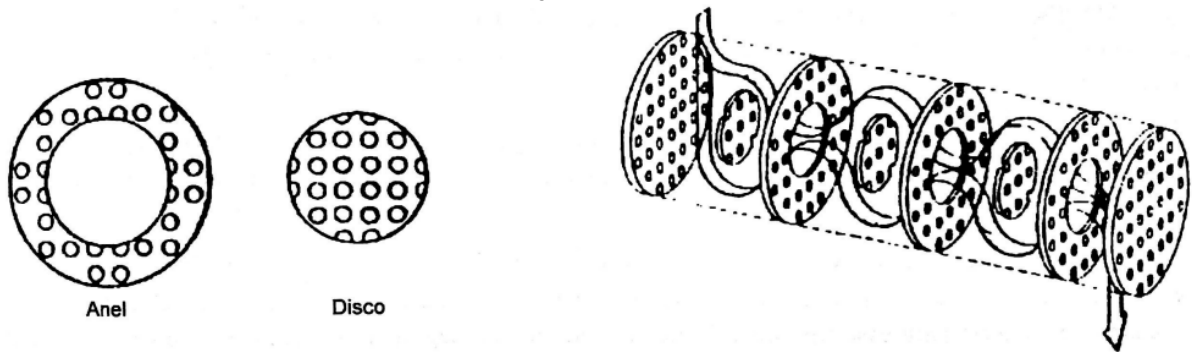
Fonte: (ARAUJO, 2010)

- b) Chicana Anel e Disco.

O segundo modelo de chicana é o Anel e Disco, este que não é tão utilizado atualmente na indústria, onde uma placa circular é cortada concêntrica de uma maior, resultando em um anel e um disco (ARAUJO, 2010).

A configuração mecânica desta chicana e a influência no fluxo do fluido estão representadas na figura a seguir.

**Figura 15: Representação de uma chicana anel e disco**



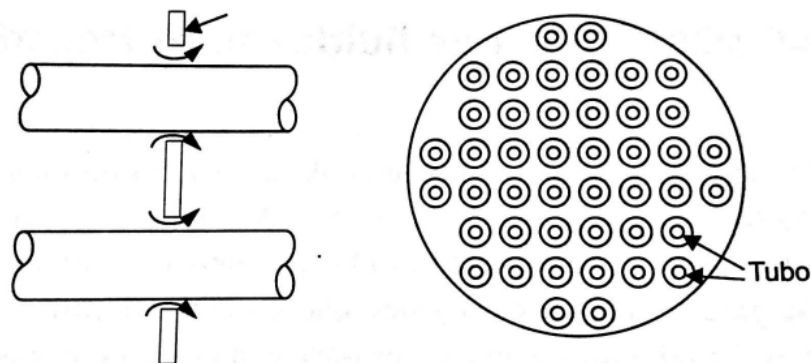
Fonte: (ARAUJO, 2010)

- c) Chicana de orifício.

Por fim, a chicana de orifício, seu mecanismo consiste em placas circulares que não apresentam corte, porém o orifício destinado para a passagem do tubo é dimensionado com um diâmetro maior que o estipulado para chicanas segmentares, portanto neste processo o escoamento será praticamente paralelo ao feixe de tubos, elevando a perda de carga e diminuindo o fator de vibração no feixe causado pelo escoamento cruzado. Este modelo de chicana também não é tão utilizado na indústria (ARAUJO, 2010).

Na figura 16 está representada a configuração mecânica da chicana de orifício e o escoamento do fluido.

**Figura 16: Representação de uma chicana de orifício**



Fonte: (ARAUJO, 2010)

Para a realização deste trabalho serão utilizadas as chicanas segmentares, visto que apresentam maior utilização no mercado industrial.

## 2.2 DESENVOLVIMENTO E METODOLOGIA

Para o desenvolvimento do projeto termo-hidráulico serão seguidas duas metodologias. O Método de Kern será utilizado para desenvolver o lado tubo, enquanto o para o lado casco será utilizado o Método Bell-Delaware, porém com leves alterações em ambos. Os conceitos envolvidos nestes dois métodos, assim como as modificações implementadas, serão apresentados a seguir.

### 2.2.1 MÉTODO KERN

Segundo Araújo (2019), existem algumas condições que devem ser conhecidas para dar início ao projeto, são elas as temperaturas de entrada e saída e vazão de ambos os fluidos. Estas que são representadas por  $T_1$ ,  $T_2$  e  $w_q$  para o fluido quente e  $t_1$ ,  $t_2$  e  $w_f$  para o fluido frio, em que o índice 1 informa a condição de entrada e 2 a de saída.

Geralmente cinco dessas variáveis costumam ser conhecidos, nestes casos em que a sexta é uma incógnita, o balanço de energia pode ser utilizado para descobri-la (ARAÚJO, 2010).

$$q = w_q c_{pq}(T_1 - T_2) = w_f c_{pf}(t_2 - t_1) \quad (6)$$

Para dar procedência ao projeto, as seguintes propriedades térmicas, de ambos os fluidos, são necessárias. São elas: a densidade, viscosidade, condutividade térmica e calor específico. Assim como seus fatores de incrustação (ARAÚJO, 2010).

Por fim, algumas questões devem ser consideradas. A perda de carga máxima, em que será adotado 10 psi, valor este que é indicado por Kern. Por qual lado do trocador cada fluido irá escoar, comprimento e diâmetros (interno e externo) dos tubos, arranjo e passo dos tubos e configuração das chicanas (ARAÚJO, 2010).

A partir dessas informações deverá ser calculado primeiramente a diferença de temperatura no trocador ( $\Delta t$ ) utilizando a Eq. 7.

$$\Delta t = MLDT_{contr} F \quad (7)$$

na qual  $MLDT_{contr}$  é calculada através da Eq. 1 e F pela Eq. 8.

$$F = \frac{(R^2 + 1)^{1/2} \ln\left(\frac{1-SR}{1-S}\right)}{(1-R) \ln\left(\frac{2-S(R+1-(R^2+1)^{1/2})}{2-S(R+1+(R^2+1)^{1/2})}\right)} \quad (8)$$

Para calcular  $F$  devemos nos atentar aos adimensionais  $R$  e  $S$ , estes são calculados através de diferenças de temperatura e serão descritos a seguir pelas Eqs. 9 e 10.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} \quad (9)$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \quad (10)$$

Outro fator para estar atento é que a Eq. 8 só é válida para valores de  $R$  diferentes de 1, quando esta condição for falsa, o adimensional  $S$  deve ser substituído por  $S^*$  (ARAUJO, 2010).

$$S^* = \frac{S}{S - NS + N} \quad (11)$$

sendo  $N$  o número de trocadores em série.

Portanto, se  $R=1$ ,  $F$  será obtido através da Eq. 12.

$$F = \frac{2^{1/2} S^*}{(1 - S^*) \ln \left[ \frac{2 - S^*(2 - 2^{1/2})}{2 - S^*(2 + 2^{1/2})} \right]} \quad (12)$$

Araújo (2019) afirma que a partir deste ponto é iniciado o processo iterativo do projeto, onde alguns valores serão estipulados a fim de pensar um trocador de calor e então testá-lo para saber se este consegue atender as demandas do projeto. O primeiro passo nesta etapa é estimar um valor de  $U_D$  e em sequência calcular a área de troca de calor com a Eq. 13.

$$q = U_D A \Delta t \quad (13)$$

A partir deste passo é possível calcular também o número de tubos utilizando a área de troca de calor e as características físicas dos tubos que são o comprimento e o diâmetro.

Neste ponto temos a primeira diferença utilizada neste trabalho para o método de Kern, seguindo este seria necessário selecionar um trocador tabelado, portanto o número de tubos seria escolhido analisando a tabela e escolhendo um trocador com a mesma quantidade de passes que o estipulado e que entregasse um número de tubos próximo ao calculado. Porém, como o

objetivo é calcular um trocador de calor casco e tubo reduzido para uma bancada didática, será estipulado um valor de diâmetro para o casco e os tubos serão adequados, iterativamente, a esse valor, respeitando as especificações para arranjo de tubos apresentados anteriormente.

A área de troca do trocador, assim como o  $U_D$ , deverão ser recalculados com o número de tubos real.

Para finalizar o projeto do lado tubo devemos calcular seu coeficiente de transmissão de calor por convecção, para isso é necessário seguir um fluxo de equações, em que serão calculados a área de escoamento, vazão mássica por unidade de área, número de Reynolds, velocidade de escoamento e finalizando com o próprio coeficiente de transmissão de calor por convecção.

Portanto, inicialmente temos a equação utilizada para área de escoamento.

$$a_t = \frac{N_t a'_t}{n} \quad (14)$$

em que  $n$  é o número de passes,  $N_t$  o número de tubos e  $a'_t$  a área de escoamento de um tubo, calculada através da Eq. 15.

$$a'_t = \frac{\pi d_i^2}{4} \quad (15)$$

sendo  $d_i$  o diâmetro interno do tubo.

Com os valores dessas variáveis calculados, podemos seguir para a vazão mássica por unidade de área, representada pela Eq. 16.

$$G_t = \frac{w}{a_t} \quad (16)$$

nesta equação temos que  $w$  é a vazão mássica do fluido que escoar pelo lado tubo. Próximo passo é o número de Reynolds com a Eq. 17.

$$Re_t = \frac{G_t d_i}{\mu} \quad (17)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade absoluta do fluido, e para finalizar os cálculos das variáveis necessárias para encontrar o coeficiente de transmissão de calor por convecção é necessário estimar a velocidade de escoamento pela Eq. 18.

$$v = \frac{G_t}{\rho} \quad (18)$$

sendo  $\rho$  a massa específica. Aqui a segunda alteração no método de Kern será aplicada, visando resultados mais acurados a correlação utilizada para estimar o número de Nusselt será a de Gnielinski. Este que desenvolveu um estudo para calcular coeficientes de transferência de calor em escoamento turbulento através de tubos (GNIELINSKI, 1976).

A correlação é calculada pela Eq. 19.

$$Nu_{dt} = \frac{(f/8)(Re_{dh} - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (19)$$

para valores de Prandtl e Reynolds entre:

$$0,5 \leq Pr \leq 2000 \quad (20)$$

$$3000 \leq Re_t \leq 5 \times 10^6 \quad (21)$$

onde:

$$f = 0,319Re_t^{-\frac{1}{4}} \quad Re_t \leq 2 \times 10^4 \quad (22)$$

$$f = 0,184Re_t^{-\frac{1}{5}} \quad Re_t \geq 2 \times 10^4 \quad (23)$$

Com a correlação calculada podemos chegar ao valor do coeficiente de transmissão de calor por convecção pela Eq. 24.

$$h_i = \frac{Nu_{dt}k}{d_i} \quad (24)$$

e por fim, o coeficiente considerando a área externa do tubo.

$$h_{io} = \frac{h_i d_i}{d_e} \quad (25)$$

## 2.2.2 MÉTODO BELL-DELAWARE

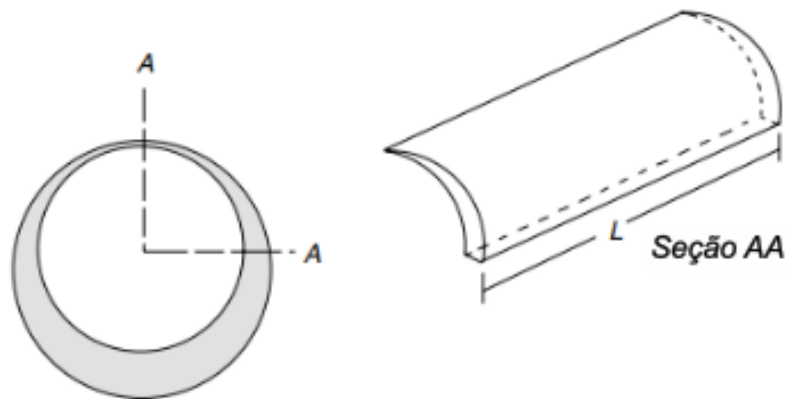
O segundo método utilizado está atrelado ao projeto do lado casco, em que serão definidas as configurações das chicanas, já que nesta etapa será calculado o coeficiente de transmissão de calor do lado casco, portanto deve ser estipulado todos os fatores de correção devido aos efeitos causados pelas chicanas.

O primeiro passo será calcular o coeficiente de transmissão de calor do lado casco para um feixe de tubos ideal. Porém como o fluido do lado casco é vapor sendo condensado é necessário fazer uma alteração no método de Bell-Delaware, a diferença se encontra na correlação utilizada para o cálculo do coeficiente, esta que está representada a seguir 26.

$$h = 1,51 \left( \frac{k_q^3 \rho_q^2 g L N_t}{4 w_q} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (26)$$

onde,  $K_q$  é a condutividade térmica do fluido do lado casco,  $\rho_q$  sua densidade específica,  $w_q$  a vazão e  $g$  é a aceleração da gravidade. As propriedades termofísicas desta etapa são correspondentes ao fluido no estado líquido em sua temperatura de condensação em função da pressão. Esta correlação leva em consideração o efeito da gravidade na deformação do filme condensado em tubos horizontais, esta que está apresentada na Fig. 17.

**Figura 17: Deformação de filme condensado em um tubo horizontal.**



Fonte: (CAO, 2019)

Na sequência serão estipulados os fatores de correção das chicanas, sendo cinco no total. O primeiro deles é o fator de correção para os efeitos da configuração da chicana. Para este apenas duas equações são utilizadas, as Eqs. 27 e 28.

$$J_c = F_c + 0,54(1 - F_c)^{0,345} \quad (27)$$

$$F_c = \frac{1}{\pi} \left[ \pi + 2 \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \operatorname{sen} \left( \arccos \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} - 2 \arccos \frac{D_s - 2l_c}{D_{otl}} \right) \right] \quad (28)$$

O segundo fator de correção está associado aos efeitos dos vazamentos na chicana, para deve-se calcular primeiro a área da seção de vazamento tubo-chicana ( $S_{tb}$ ) e a área da seção de vazamento casco-chicana ( $S_{sb}$ ) com as fórmulas descritas a seguir:

$$S_{tb} = \pi d_e \delta_{tb} N_t \frac{(F_c + 1)}{4} \quad (29)$$

$$S_{sb} = \frac{D_s \delta_{sb}}{2} \left[ \pi - \arccos \left( 1 - \frac{2l_c}{D_s} \right) \right] \quad (30)$$

em que  $\delta_{tb}$  é a folga diametral tubo-chicana. Estipulada pelo TEMA como sendo 1/32 polegadas (ARAUJO, 2010).

E  $\delta_{sb}$  é obtido a partir da Tabela 1.

**Tabela 1: Abertura diametral casco-chicana em função do diâmetro nominal do casco.**

Diâmetro Nominal (in)	Abertura Diametral Carcaça-Chicana (in)/(m)
8-13	0,100/0,00254
14-17	0,125/0,00318
18-23	0,150/0,00381
24-39	0,175/0,00445
40-54	0,225/0,00572
55	0,300/0,00762

**Fonte: (ARAUJO, 2010).**

Com as duas áreas calculadas, é possível obter  $\alpha$  e por fim o fator de correção, através das equações 31 e 32 respectivamente.

$$\alpha = 0,44 \left( 1 - \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \right) \quad (31)$$

$$J_l = \alpha + (1 - \alpha) \exp \left( -2,2 \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \right) \quad (32)$$

Com  $J_l$  calculado, o próximo fator de correção a ser estipulado é o relacionado aos efeitos de contorno do feixe. Cujo é determinado com a Eq. 33.

$$J_b = \exp \left[ -C_{bh} F_{bp} \left( 1 - \left( 2 \frac{N_{ss}}{N_c} \right)^{1/3} \right) \right] \quad (33)$$

na qual o valor de  $Re_s$  determinará qual o valor de  $C_{bh}$ , portanto para valores de Reynolds menores que 100,  $C_{bh} = 1,35$  e para valores maiores que 100,  $C_{bh} = 1,25$ .

$N_c$  é obtido através da Eq. 34, e representa o número de fileiras de tubos cruzados por uma seção de escoamento cruzado.

$$N_c = \frac{D_s \left( 1 - 2 \left( \frac{l_c}{D_s} \right) \right)}{p_p} \quad (34)$$

E  $p_p$  é o passo dos tubos paralelos ao escoamento e será obtido do mesmo modo que o passo (p).  $F_{bp}$  simboliza a área da seção de escoamento cruzado em que pode ocorrer "bypass", fenômeno este que é característico da corrente que escoar entre o diâmetro externo do feixe de tubos e o interno do casco, sem cruzar o feixe. Esta corrente costuma ter um comportamento helicoidal (ARAÚJO, 2010). A área pode ser obtida pela equação a seguir.

$$F_{bp} = \frac{(D_s - D_{otl}) l_s}{S_m} \quad (35)$$

E  $N_{ss}$  é o número de pares de tiras selantes, são utilizadas geralmente na relação de 1 para cada 5 ou 7 fileiras de tubos, porém existem duas condições para que elas sejam aplicadas. Estas estão representadas nas Eqs. 36 e 37.

$$(D_s - D_{otl}) > 1,5in \quad (36)$$

ou

$$(D_s - D_{otl}) > 0,5in \quad e \quad \frac{(D_s - D_{otl}) l_s}{(S_m - ((D_s - D_{otl}) l_s))} > 0,1 \quad (37)$$

Com todas estas equações o fator de correção  $J_b$  pode ser estimado, porém uma última consideração deve ser realizada, para casos em que  $(N_{ss}/N_c) \geq 0,5$ , deve-se considerar o fator de correção como 1.

O penúltimo fator de correção está atrelado ao gradiente adverso de temperatura. Para calculá-lo deve ser considerado o valor do número de Reynolds do escoamento do lado casco. Portanto, existem 3 formas de obter o fator de correção, uma para cada intervalo de  $Re_s$  descritas pelas Eqs. 38 a 40.

$$J_r = 1 \quad Re_s > 100 \quad (38)$$

$$J_r = J_r^* = \frac{1,51}{N_c^{0,18}} \quad Re_s \leq 20 \quad (39)$$

$$J_r = J_r^* + \left( \frac{20 - Re_s}{80} \right) [J_r^* - 1] \quad 20 \leq Re_s < 100 \quad (40)$$

O último fator de correção é relacionado ao espaçamento desigual das chicanas na entrada e na saída. Primeiro é necessário calcular o espaçamento da primeira e última chicanas em relação aos espelhos,  $l_{si}$  e  $l_{so}$  respectivamente, estimados através das equações a seguir.

$$l_{si} = l_i + d_{bocal,i} \quad (41)$$

$$l_{so} = l_o + d_{bocal,o} \quad (42)$$

Os diâmetros dos bocais são obtidos com a Tabela 2.

**Tabela 2: Diâmetro do bocal em função do diâmetro do casco.**

Diâmetro do casco (in.)	Diâmetro do bocal (in.)
<12	2
14-17"1/4	3
19"1/4-21"1/4	4
23"1/4-29	6
31-37	8
>39	10

**Fonte: (ARAUJO, 2010).**

E os valores de  $l_i$  e  $l_o$  são obtidos com a Tabela 3

**Tabela 3: Valores de  $l_i$  e  $l_o$ .**

Classe de pressão (psi)	Diâmetro do casco (in.)	$l_i$ (in)	$l_o$ (in)
150	10	6"1/2	11"
	30	7"1/2	12"1/2
	60	9"1/4	16"1/2
600	10	9"	14"1/2
	30	10"1/2	16"1/2
	60	14"1/2	23"

**Fonte: (ARAUJO, 2010).**

Com isso, é possível calcular o fator de correção utilizando a Eq. 43.

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + (l_{si}^*)^{1-n} + (l_{so}^*)^{1-n}}{(N_b - 1) + l_{si}^* + l_{so}^*} \quad (43)$$

onde,  $n=0,6$  para valores de  $Re_s > 100$  e  $n=1,3$  para  $Re_s \leq 100$ . E os valores  $l_{si}^*$  e  $l_{so}^*$  são calculados com a Eq. 44.

$$l_{si}^* = l_{so}^* = \frac{l_{si}}{l_s} = \frac{l_{so}}{l_s} \quad (44)$$

$N_b$  é referente ao número de chicanas estimado pela Eq. 45.

$$N_b = \frac{L - l_{si} - l_{so}}{l_s} + 1 \quad (45)$$

Em que L corresponde ao comprimento dos tubos. Após todas essas equações todos os fatores de correção podem ser obtidos e o coeficiente de transmissão de calor pelo casco calculado com a Eq. 46.

$$h_s = h_{id} J_c J_l J_b J_r J_s \quad (46)$$

A última etapa está no cálculo da temperatura da parede, em que a equação utilizada dependerá da situação do trocador. Para o caso em que o fluido frio escoar pelo tubo a temperatura será calculada pela Eq. 47.

$$t_w = t_c + \frac{h_s}{h_{io} + h_s} (T_c - t_c) \quad (47)$$

e no caso de o fluido quente escoar pelo lado tubo, utiliza-se a Eq. 48.

$$t_w = t_c + \frac{h_{io}}{h_{io} + h_s} (T_c - t_c) \quad (48)$$

$T_c$  e  $t_c$  correspondem, respectivamente, as temperaturas médias do fluido quente e do frio.

Após calcular a temperatura de parede o valor de  $(\mu/\mu)^{0,14}$  deverá ser recalculado, utilizando a viscosidade do fluido para a temperatura encontrada, e então multiplicá-lo pelo valor obtido de  $h_s$ .

## 2.2.3 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA

### 2.2.3.1 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NO LADO TUBO

Para o cálculo da perda de carga no lado tubo será necessário encontrar a perda de carga devido ao escoamento no tubos e a de retorno, utilizando das equações 49 e 50, respectivamente.

$$\Delta P_t = \frac{4fG_t^2Ln}{d_i 2\rho \left(\frac{\mu}{\mu}\right)^{0,14}} \quad (49)$$

$$\Delta P_r = \frac{4n\rho v^2}{2} \quad (50)$$

em que  $f_a$  é o fator de atrito de Fanning, obtido pela equação a seguir.

$$f_a = [1,58 \ln(Re_t) - 3,28]^{-2} \quad (51)$$

A perda de carga no lado tubo será resultado da soma das duas perdas de carga, a devido escoamento e a de retorno.

### 2.2.3.2 CÁLCULO DA PERDA DE CARGA NO LADO CASCO

A perda de carga no lado casco é dividida em três partes. A primeira é a perda de carga na seção de escoamento cruzado descrita pela Eq. 52.

$$\Delta P_c = \Delta P_{bi} (N_b - 1) R_b R_l \quad (52)$$

em que  $\Delta P_{bi}$  é a perda de carga para uma seção ideal de fluxo cruzado, esta incógnita é estimada pela Eq. 53.

$$\Delta P_{bi} = \frac{4f_i W^2 N_c}{2\rho S_m^2} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (53)$$

e  $f_i$ , calculado pela Eq. 54, é o fator de atrito para um feixe de tubos ideal.

$$f_i = b_1 \left( \frac{1,33}{\frac{p}{d_e}} \right)^b (Re_s)^{b_2} \quad (54)$$

A variável  $b$ , é obtida na Eq. 55.

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 (Re_s)^{b_4}} \quad (55)$$

Com a tabela 4, todas as constantes utilizadas nas equações acima ( $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$ ) podem ser obtidas.

**Tabela 4: Constantes  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$  e  $b_4$ .**

Arranjo dos tubos	$Re_s$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$
30°	$10^5 - 10^4$	0,372	-0,123	7,00	0,500
	$10^4 - 10^3$	0,486	-0,152	7,00	0,500
	$10^3 - 10^2$	4,570	-0,476	7,00	0,500
	$10^2 - 10$	45,100	-0,973	7,00	0,500
	<10	48,000	-1,000	7,00	0,500

**Fonte: (ARAUJO, 2010).**

$R_l$  corresponde ao fator de correção para o efeito de vazamento na chicana, este é calculado com a Eq. 56.

$$R_l = \exp \left[ -1,33 \left( 1 + \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}} \right) \left( \frac{S_{tb} + S_{sb}}{S_m} \right)^m \right] \quad (56)$$

e o expoente  $m$ , é calculado a partir da equação a seguir.

$$m = 0,15 \left( 1 + \frac{S_{sb}}{S_{tb} + S_{sb}} \right) + 0,8 \quad (57)$$

e o fator  $R_b$ , referente ao efeito do contorno do feixe, é estipulado pela Eq. 58.

$$R_b = \exp \left[ -C_{bp} F_{bp} \left[ 1 - \left( 2 \frac{N_{ss}}{N_c} \right)^{1/3} \right] \right] \quad (58)$$

o valor de  $C_{bp}$  é referente ao intervalo em que está inserido o número de Reynolds. Portanto, para valores de  $Re_s \leq 100$ ,  $C_{bp}$  será 4,5 e para  $Re_s > 100$ ,  $C_{bp}$  será 3,7.

A segunda parte da perda de carga no lado casco é referente a perda ocasionadas pelas janelas do casco, cuja quantidade é igual a de chicanas. Pode ser calculada utilizando a Eq. 59.

$$\Delta P_w = N_b \Delta P_{wi} R_l \quad (59)$$

em que  $\Delta P_{wi}$  corresponde à perda de carga para uma janela ideal, e existem duas formas de calculá-la, o que irá definir qual maneira utilizar será o escoamento do fluido. Para um escoamento turbulento, ou seja,  $Re_s \geq 100$ , deve-se fazer uso da Eq. 60 (ARAÚJO, 2010).

$$\Delta P_{wi} = \frac{W^2 (2 + 0,6N_{cw})}{2S_m S_w \rho} \quad (60)$$

onde  $N_{cw}$  representa o número de fileiras de tubos cruzadas em cada janela e  $S_w$  a área de seção de escoamento da janela. As duas variáveis são calculadas, respectivamente, através das Eqs. 61 e 62.

$$N_{cw} = \frac{0,8l_c}{p_p} \quad (61)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (62)$$

$S_{wg}$  e  $S_{wt}$  são respectivamente, a área total da janela e a área ocupada pelos tubos na janela. E são calculados com as equações a seguir.

$$S_{wg} = \frac{D_s^2}{4} \left( \arccos \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right) - \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right) \sqrt{1 - \left( 1 - 2 \frac{l_c}{D_s} \right)^2} \right) \quad (63)$$

$$S_{wt} = \frac{N_t}{8} (1 - F_c) \pi d_e^2 \quad (64)$$

enquanto em caso de escoamento laminar, ou seja,  $Re_s < 100$ , a equação utilizada será a 65.

$$\Delta P_{wi} = \frac{26\mu W}{\sqrt{S_m S_w \rho}} \left( \frac{N_{cw}}{p - d_e} + \frac{l_s}{D_w^2} \right) + \frac{2W^2}{2S_m S_w \rho} \quad (65)$$

em que  $D_w$  refere-se ao diâmetro equivalente da janela, esta variável é calculado através da Eq. 66.

$$D_w = \frac{4S_w}{\left(\frac{\pi}{2}\right) N_t (1 - F_c) d_e + D_s 2\arccos\left(1 - 2\frac{l_c}{D_s}\right)} \quad (66)$$

Para finalizar a perda de carga no lado casco têm-se a perda de carga referente as regiões de entrada e saída do casco. A equação utilizada está descrita a seguir.

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{bi} \left( 1 + \frac{N_{cw}}{N_c} \right) R_b R_s \quad (67)$$

em que  $R_s$ , fator de correção em decorrência do espaçamento desigual das chicanas, é calculado com a Eq. 68.

$$R_s = \frac{1}{2} \left( (l_{si}^*)^{n-2} + (l_{so}^*)^{n-2} \right) \quad (68)$$

onde,  $n = 1$  para valores de Reynolds menores ou iguais a 100 e  $n = 2$  para valores de Reynolds maiores que 100.

Após esses passos, para calcular a perda de carga basta somar as três perdas, a em razão do escoamento cruzado, nas janelas e nas regiões de entrada e de saída do casco.

### 2.3 RESULTADOS

As condições que regem o início das iterações do projeto são as temperaturas de entrada e saída, com isso as propriedades termofísicas dos fluidos podem ser estimadas. Todos esse dados estão apresentados na Tabela 5.

Todas as propriedades termofísicas são retiradas de tabelas para a temperatura média de cada fluido. Com estas informações, pode-se iniciar o dimensionamento dos tubos, a iteração final resultou na configuração da Tabela 6.

**Tabela 5: Dados de entrada.**

Propriedades	[Água Fria (Tubo)]	Água Quente (Vapor) (Casco)
Te [K]	239,15	416,54
Ts [K]	333,15	336,73
Tm [K]	313,15	376,63
Cp [kJ/(kg.K)]	4,1786	4,2220
Viscosidade Abs. ( $\mu$ ) [(N.s)/m]	0,0006566	0,000269436
k - Condutividade Térmica [W/(m.K)]	0,6316	0,68165
$\rho$ - Massa Específica [kg/m <sup>3</sup> ]	991,87	955,75
Prandtl	4,344	1,671
Vazão Mássica (w) [kg/s]	0,140	0,069

**Fonte: Autoria Própria.**

**Tabela 6: Configurações de Tubos.**

Comprimento de Tubo (L) [m]	0,7
De [m]	0,0159
Ds [m]	0,0075
Padrão BWG	8
Número de Tubos (Nt)	24
Número de Passes no Tubo (n)	2

**Fonte: Autoria Própria.**

Correlacionando as Tabelas 5 e 6 é possível calcular as grandezas relacionadas ao escoamento e posteriormente as de transferência de calor. Portanto, utilizando das Eqs. 14 a 25, são obtidos os seguintes resultados apresentados na Tabela 7.

**Tabela 7: Resultados de Escoamento e Transferência de Calor.**

Reynolds Tubo (Ret)	3019,26
Velocidade de escoamento tubo (Vesc) [m/s]	0,267
Fator de atrito Darcy-Weisbach (f)	0,043
Nudt (Correlação de Gnielinski)	18,52
Coeficiente de Transf. de Calor Tubo (Área Ext.) (hio) [W/m <sup>2</sup> K]	736,66

**Fonte: Autoria Própria.**

Como  $Re_t$  resultou em 3019,26 e Prandtl em 4,344, estes cumprem os pré-requisitos das Eqs. 20 e 21, provando que a correlação é válida para a ocasião.

Em seguida, foi realizado o dimensionamento do lado casco, onde primeiro foram definidos os diâmetros, passos e as propriedades termofísicas na temperatura de entrada para vapor saturado, retiradas também da Tabela A.6 (Referenciar Incropera). As informações termofísicas necessárias são a condutividade térmica (k) e a massa específica ( $\rho$ ).

**Tabela 8: Dimensionamento do lado casco.**

Diâmetro Interno do Casco [m]	0,3
Diâmetro do Feixe de Tubos [m]	0,255
Passo (p) [m]	0,03
Passo Perpendicular ao Escoamento [m]	0,03
Condutividade Térmica (k) [W/(m.K)]	0,688
Massa Específica ( $\rho$ ) [kg/m <sup>3</sup> ]	922,35
Aceleração da Gravidade [m/s <sup>2</sup> ]	9,81

**Fonte: Autorial Própria.**

Portanto, com estes dados e utilizando a Eq. 26 o valor encontrado para o coeficiente de transferência de calor do casco para feixe de tubos ideal ( $h_{ideal}$ ) foi de 827,16 W/m<sup>2</sup>k.

Para o cálculo do coeficiente de transferência de calor do lado casco real, foram utilizados os dados de fatores de correção da tabela 9 e a Eq. 46.

**Tabela 9: Fatores de correção e coeficiente de transferência de calor do lado casco.**

Jc	1,05
Jl	0,89
Jb	1
Jr	1
Js	0,99
Coeficiente de transferência de calor do lado casco (hs) [W/m <sup>2</sup> K]	780,13

**Fonte: Autorial Própria.**

A última correção do coeficiente de transferência de calor do lado tubo é devida ao cálculo da temperatura de parede, esta etapa resultou nos seguintes dados apresentados na Tabela 10.

**Tabela 10: Coeficiente de transferência de calor do lado casco corrigido.**

Temperatura de Parede (tw) [K]	345,80
Viscosidade Vapor na Temperatura de Parede [Ns/m <sup>2</sup> ] ( $\mu_{whot}$ )	0,000385163
Razão ( $\mu_{hot}/\mu_{whot}$ ) <sup>0,14</sup> [K]	0,951203848
Coeficiente de Transferência de Calor do Lado Casco Corrigido [W/m <sup>2</sup> K]	742,07

**Fonte: Autorial Própria.**

Os indicadores de área, para efeito de eficiência do trocador de calor, estão descritos na tabela 11.

**Tabela 11: Indicadores de área.**

Área de Projeto Real [m <sup>2</sup> ]	1,67
Área Necessária [m <sup>2</sup> ]	1,42
Excesso de Área de Troca [%]	17,85

**Fonte: Autorial Própria.**

Com o excesso de área de troca resultou em 17,85%, o mesmo atende o requisito de estar entre 10 e 20%.

Por fim, os últimos resultados necessários são as perdas de cargas, estas que não atendem os requisitos de estarem em uma faixa entre 7 e 10 psi, pelo fato deste trocador de calor ser reduzido visando ser alocado em uma bancada didática, outro fator está no fato de escoar vapor pelo lado casco, situação que tende a resultar em perdas de cargas de baixa magnitude.

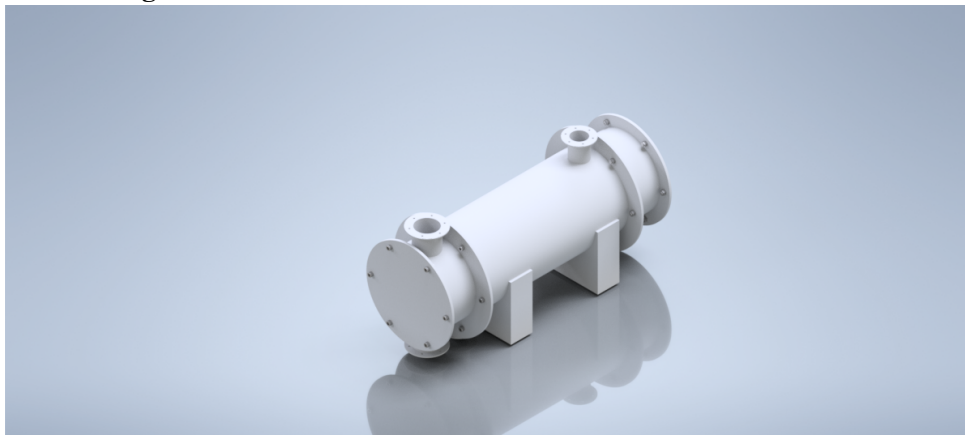
**Tabela 12: Perdas de Carga.**

Perda de Carga no Lado Tubo [Pa]	562,20
Perda de Carga no Lado Tubo [Psi]	0,08
Perda de Carga no Lado Casco [Pa]	1,51
Perda de Carga no Lado Casco [Psi]	0,0002

**Fonte: Autorial Própria.**

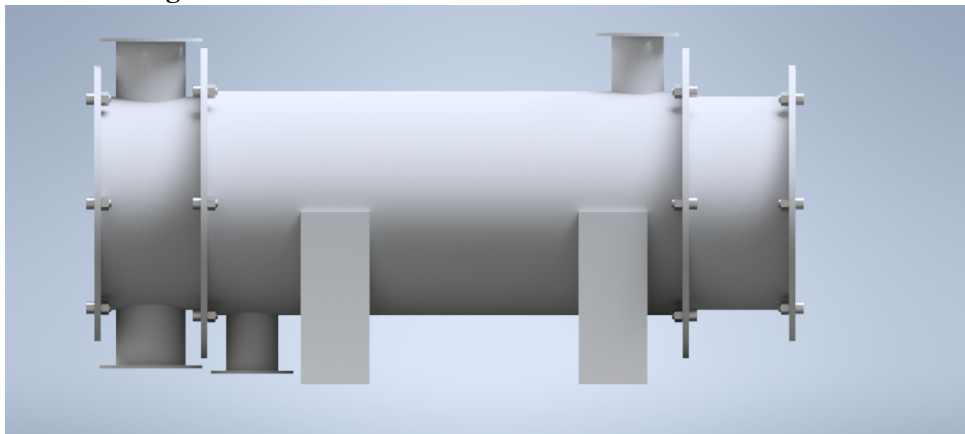
Após os cálculos, o trocador foi modelado utilizando o Software Inventor da Autodesk. As imagens a seguir representam o modelamento 3D do dispositivo.

**Figura 18: Vista isométrica do trocador de calor casco e tubo.**



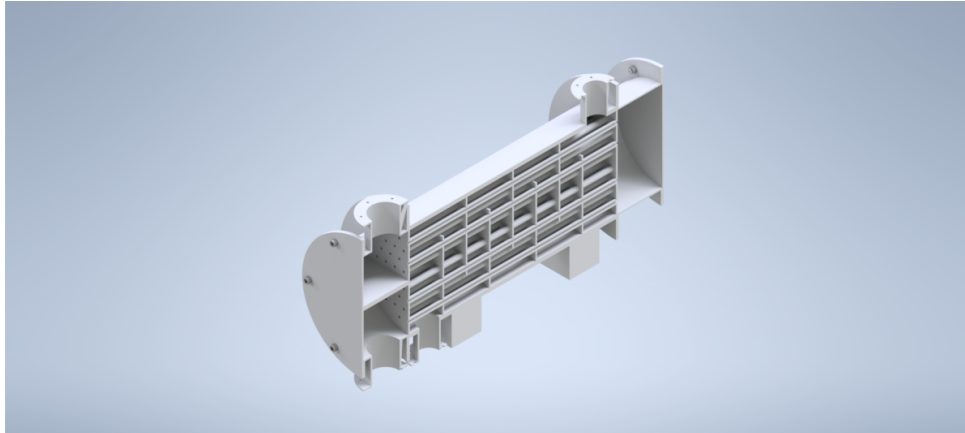
**Fonte: Autorial Própria.**

**Figura 19: Vista lateral do trocador de calor casco e tubo.**



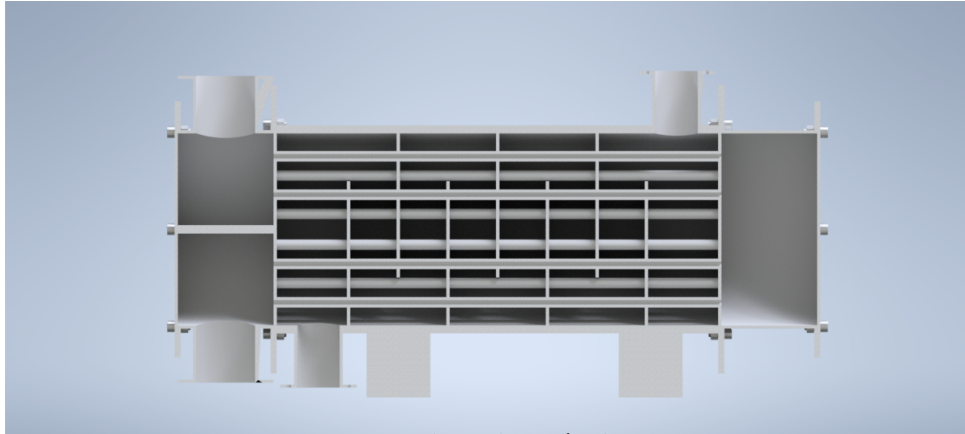
**Fonte: Autorial Própria.**

**Figura 20: Vista isométrica do trocador de calor casco e tubo com seção em corte lateral..**



**Fonte: Autoria Própria.**

**Figura 21: Vista lateral do trocador de calor casco e tubo com seção em corte lateral.**



**Fonte: Autoria Própria.**

Após o modelamento em 3D, foram geradas as folhas de desenho em 2D, para uma posterior manufatura do trocador de calor. Estas que podem ser encontradas nos anexos.

A Tabela 13 apresenta a lista de materiais para confecção do casco:

**Tabela 13: Materiais necessários para construção do casco.**

Material	Diâmetro Externo (mm)	Espessura (mm)	Comprimento (mm)
Tubo	350	25	700
Tubo	76,2	4,75	-
Chapa	-	4,75	-

**Fonte: Autoria Própria.**

Os materiais da tabela 14 são referente à construção do carretel:

**Tabela 14: Materiais necessários para construção do carretel.**

Material	Diâmetro Interno (mm)	Espessura (mm)	Comprimento (mm)
Tubo	300	4,75	150
Chapa	-	4,75	-

**Fonte: Autoria Própria.**

**Tabela 15: Materiais necessários para construção das tampas, chicanas e do espelhos.**

Material	Diâmetro Interno (mm)	Espessura (mm)	Comprimento (mm)
Chapa	-	4,75	-

**Fonte: Autoria Própria.**

**Tabela 16: Materiais necessários para construção do feixe de tubos.**

Material	Diâmetro Externo (mm)	Padrão BWG	Comprimento (mm)
24 Tubos	15,9	8	1400

**Fonte: Autoria Própria.**

### 3 CONCLUSÃO

Trocadores de calor casco e tubo, são equipamentos que apresentam uma grande quantidade de variáveis que são responsáveis diretamente por seu desempenho, temperaturas de entrada e saída, propriedades termofísicas dos fluidos, quantidades de tubos, passes e chicanas, entre outras. Onde a alteração de qualquer uma delas, durante as iterações, apresenta suas vantagens e desvantagens.

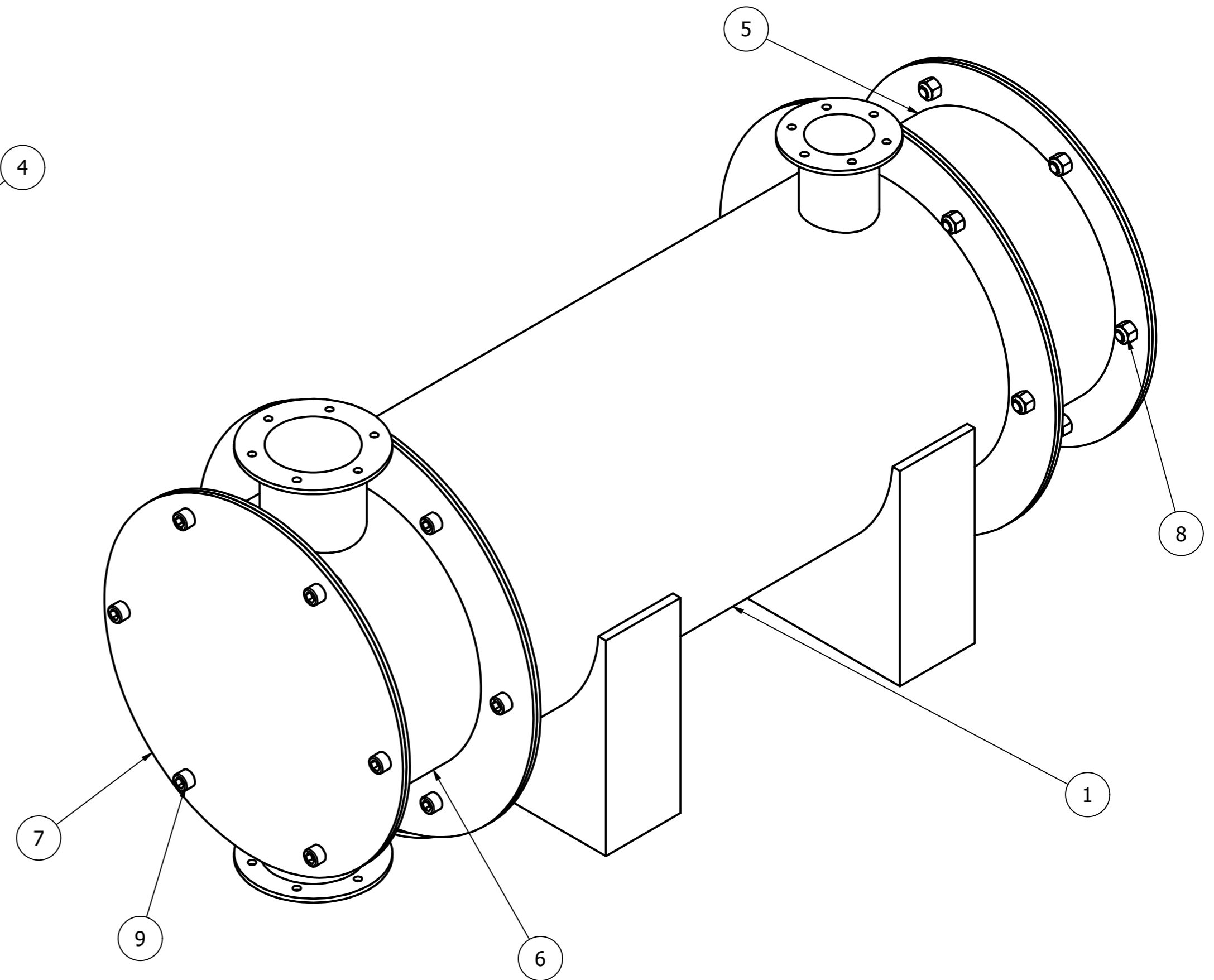
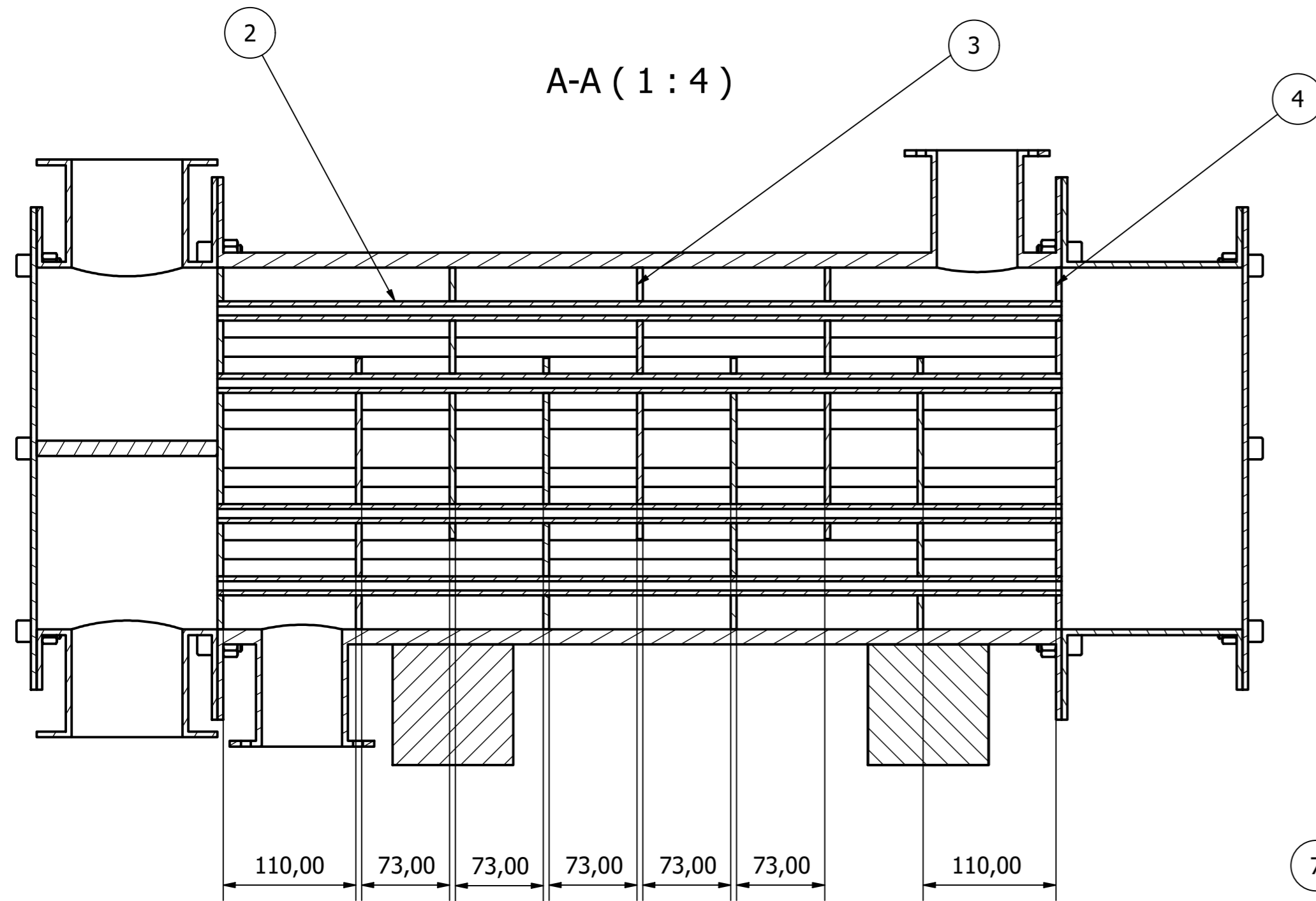
Através do método de Kern é possível dimensionar e analisar os efeitos da configuração de tubos na transferência de calor e perdas de carga, porém algumas alterações são necessárias, como a utilização da correlação de Gnielinski, que apresenta resultados mais precisos quando têm-se um fluido escoando por um tubo com comportamento turbulento.

O método Bell-Dellaware permite estipular com precisão a configuração do lado casco, porém como este não prevê um escoamento de vapor em sua metodologia, é necessário alterar a correlação utilizada para o cálculo da transferência de calor para uma que leve em consideração o escoamento de vapor assim como a condensação ocasionada pelo contato das partículas de vapor com as paredes do tubos horizontais do trocador de calor.

Utilizando estes dois métodos, com as devidas alterações, foi possível dimensionar um trocador de calor para uma bancada didática que aqueça água em temperatura ambiente até 60°C, portanto, assim que fabricado, este dispositivo resultará em um importante material acadêmico para as aulas de Transferência de Calor Industrial da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Cornélio Procópio.

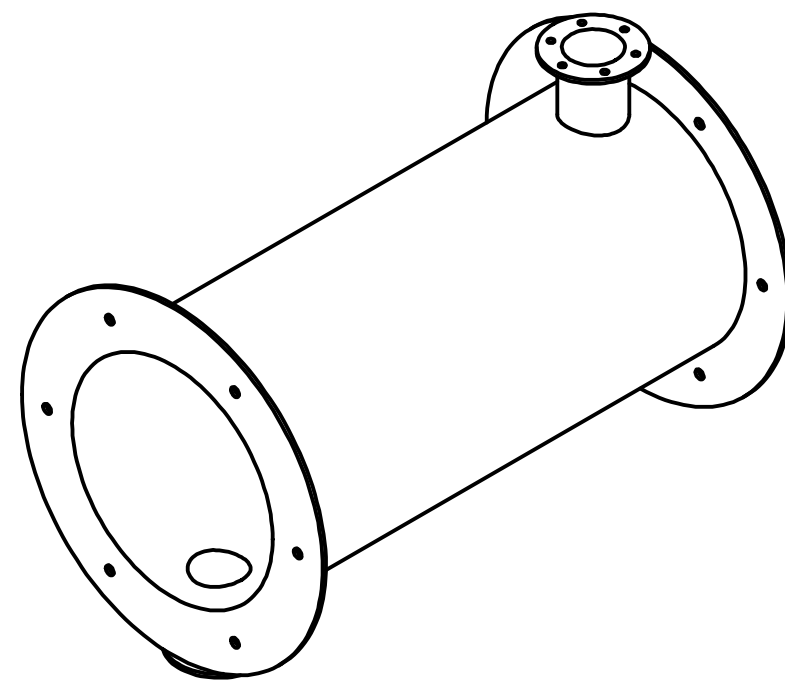
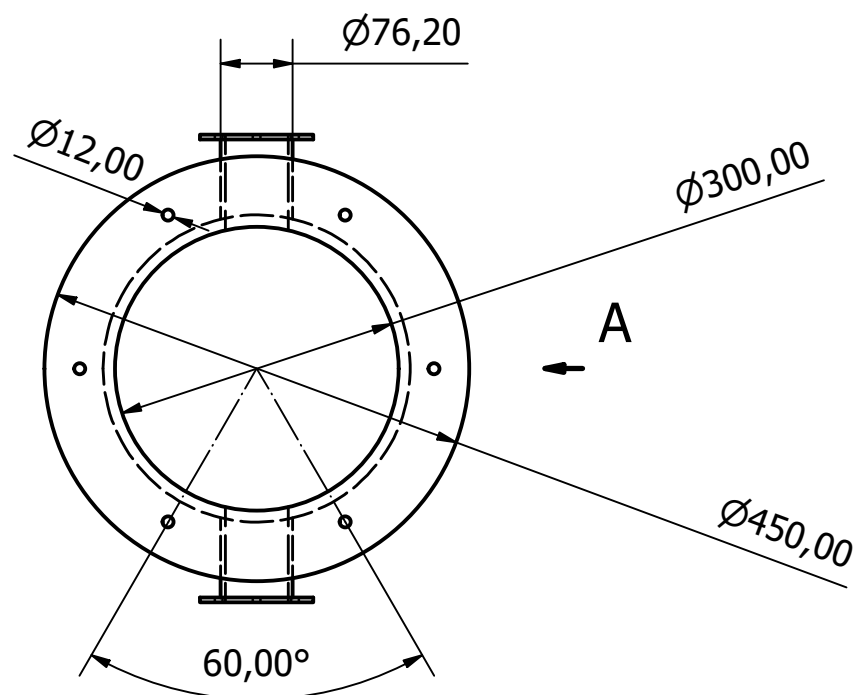
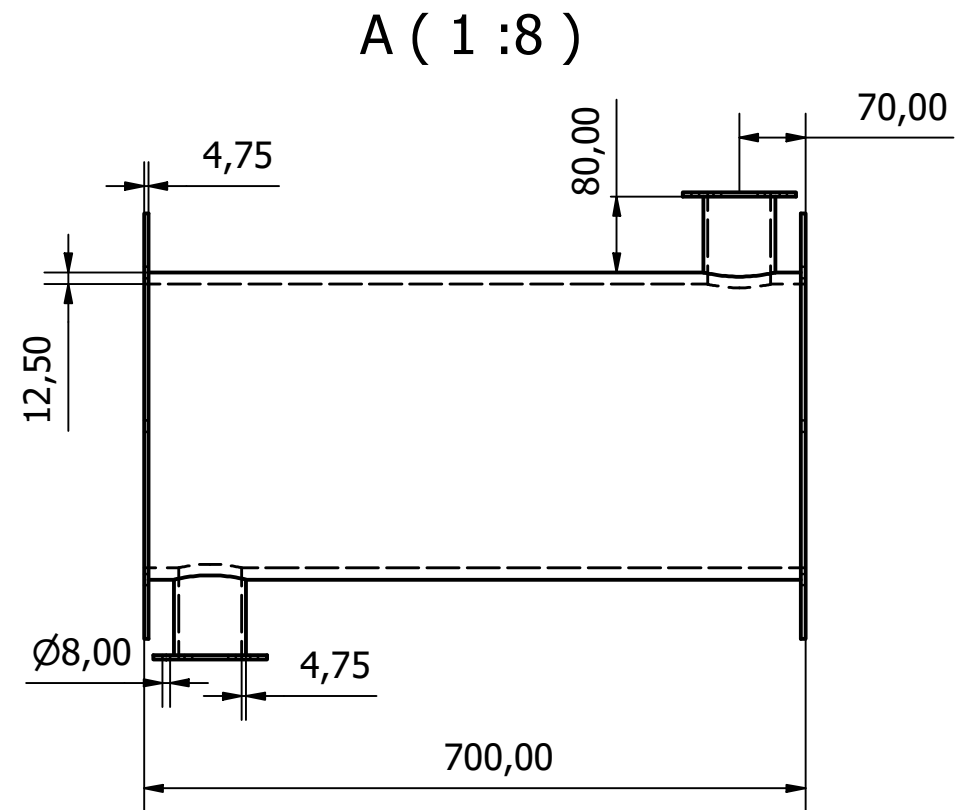
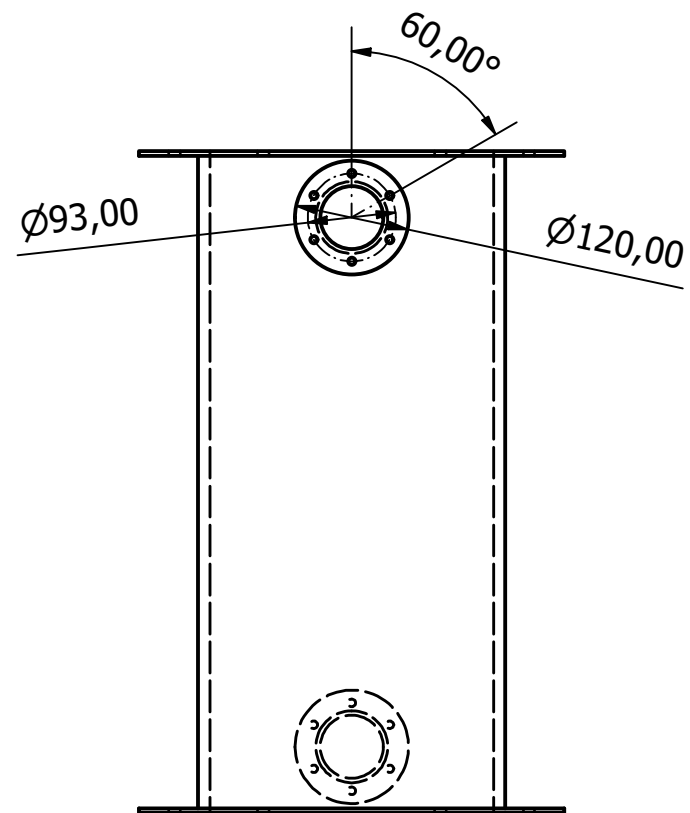
## REFERÊNCIAS


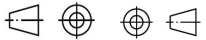
- ARAÚJO, E. C. da C. **Trocadores de Calor**. [S.l.]: McGraw-Hill, 2010.
- BICCA, G. B. Modelagem hierárquica de trocadores de calor casco e tubos. 2006.
- CAO, E. **Heat Transfer in Process Engineering**. [S.l.]: EdUFSCar, 2019.
- GNIELINSKI, V. New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. **International Chemical Engineering**, v. 16, p. 359–368, 1976.
- GUNDERSEN, T.; NAESS, L. The synthesis of cost optimal heat exchanger networks: An industrial review of the state of the art. **Heat Recovery Systems and CHP**, v. 10, p. 301–328, 1990.
- INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2006.
- KERN, D. D. **Process Heat Transfer**. [S.l.]: McGraw-Hill, 1983.
- KREITH, F.; MANGLIK, R. M.; BOHN, M. S. **Principles of Heat Transfer**. [S.l.]: CL-Engineering, 2010.
- LIENHARD, J. H.; LIENHARD, J. H. **A Heat Transfer Textbook: Fifth Edition**. [S.l.]: Phlogiston Press, 2020.
- NETO, A. V. dos S. Modelagem matemática de trocadores de calor tipo casco e tubos. 2014.
- PUNTEL, T. B. Projeto de um trocador de calor casco e tubo para serviço em refinaria. UFRJ, 2020.
- ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Heat And Mass Transfer: Fundamentals and Applications**. [S.l.]: McGraw Hill Education, 2014.

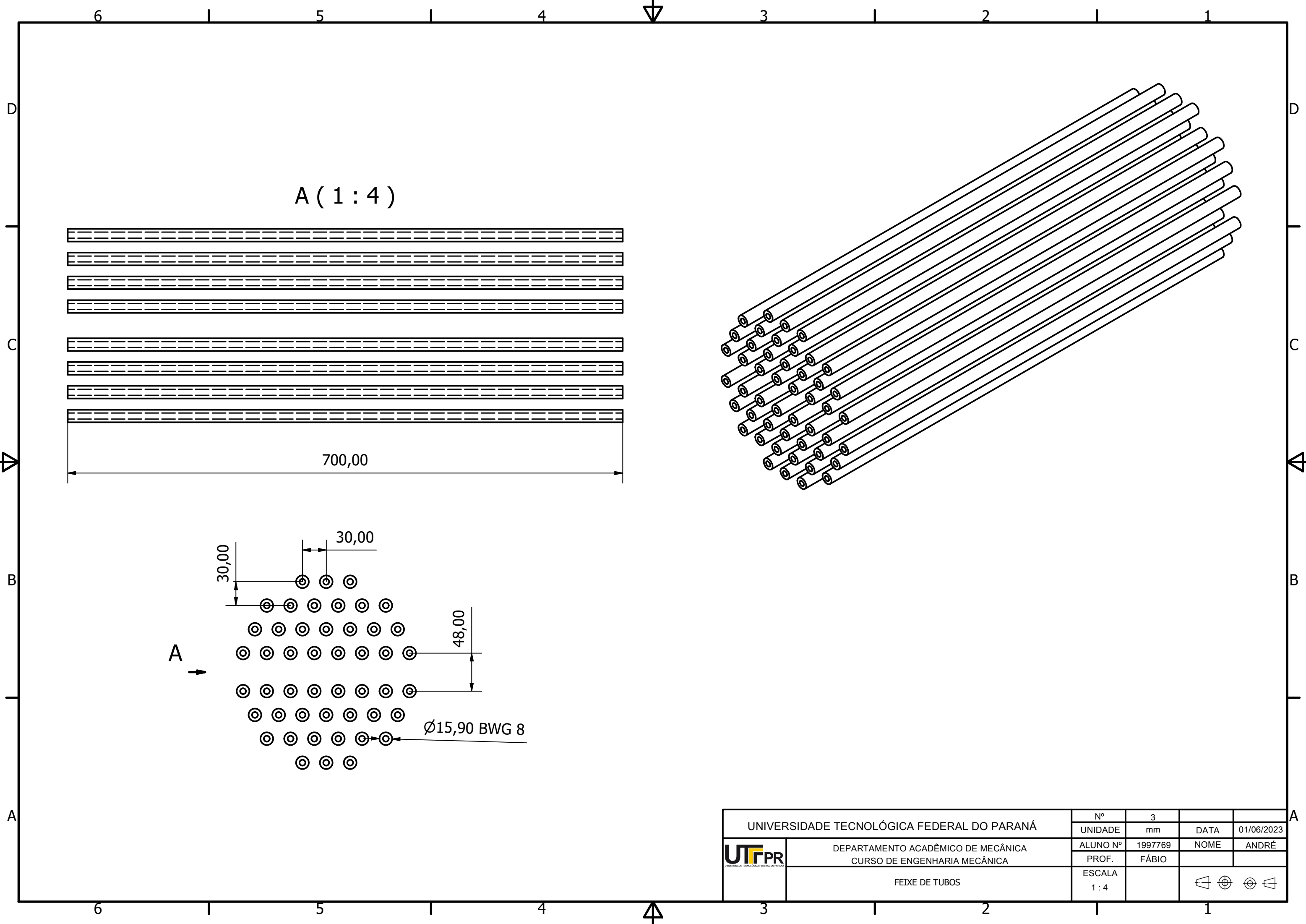


LISTA DE PEÇAS				
ITEM	QTDE	PEÇA	NÚMERO DO DESENHO	DESCRIÇÃO
1	1	Casco	2	
2	1	Feixe de Tubos	3	
3	7	Chicana	4	
4	2	Espelho	5	
5	1	Carretel	6	
6	1	Carretel 2	7	
7	2	Tampa Carretel	8	
8	24	ANSI B18.2.4.2M - M12x1,75	-	Porcas sextavadas métricas - Estilos 2
9	24	BS 4168 - M12 x 25	-	Parafuso Allen de cabeça

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	1	DATA	01/06/2023
UTPR	DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA	ALUNO Nº	1997769	NOME	ANDRÉ
	CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA	PROF.	FÁBIO		
TROCADOR DE CALOR CASCO E TUBO		ESCALA	1:4		



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	2	DATA	01/06/2023
	DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA	ALUNO Nº	1997769	NOME	ANDRÉ
	CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA	PROF.	FÁBIO		
	CASCO	ESCALA	1 : 8		



A (1 : 4)



700,00

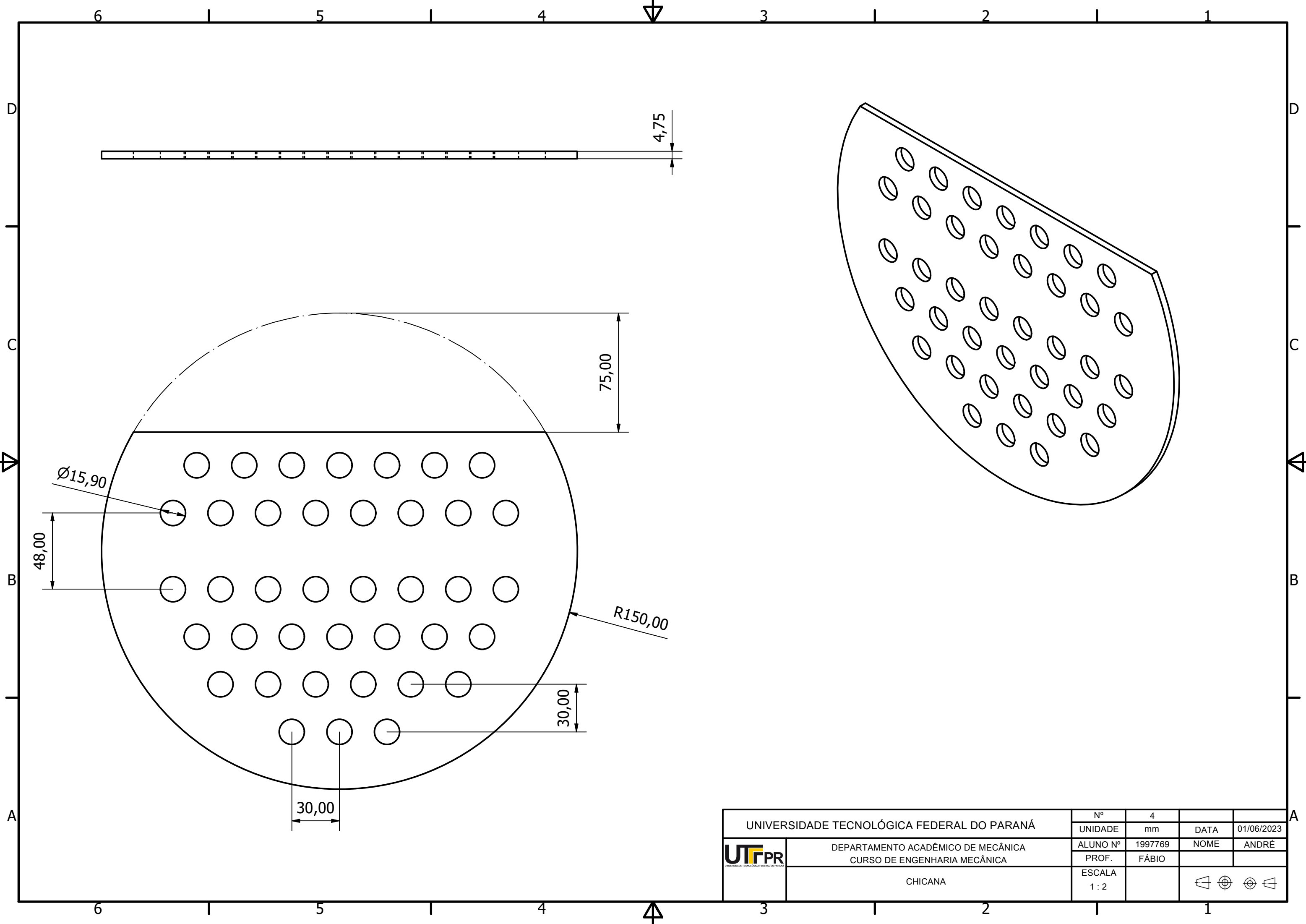
30,00



30,00

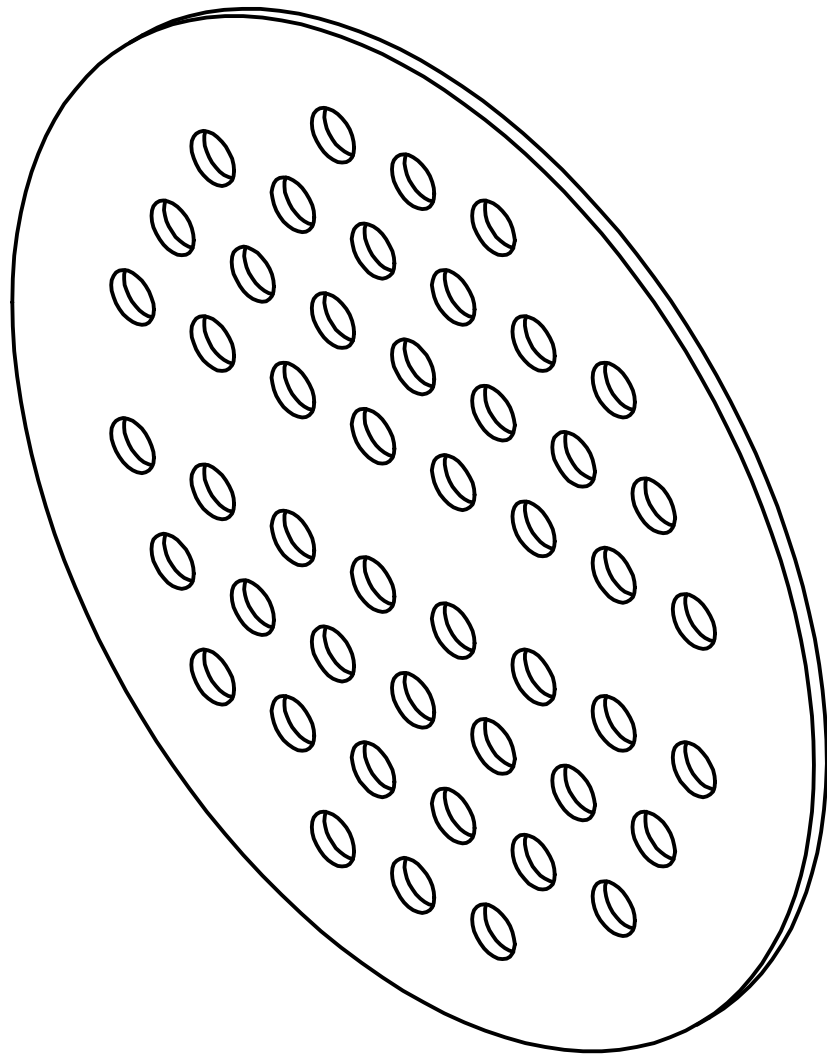
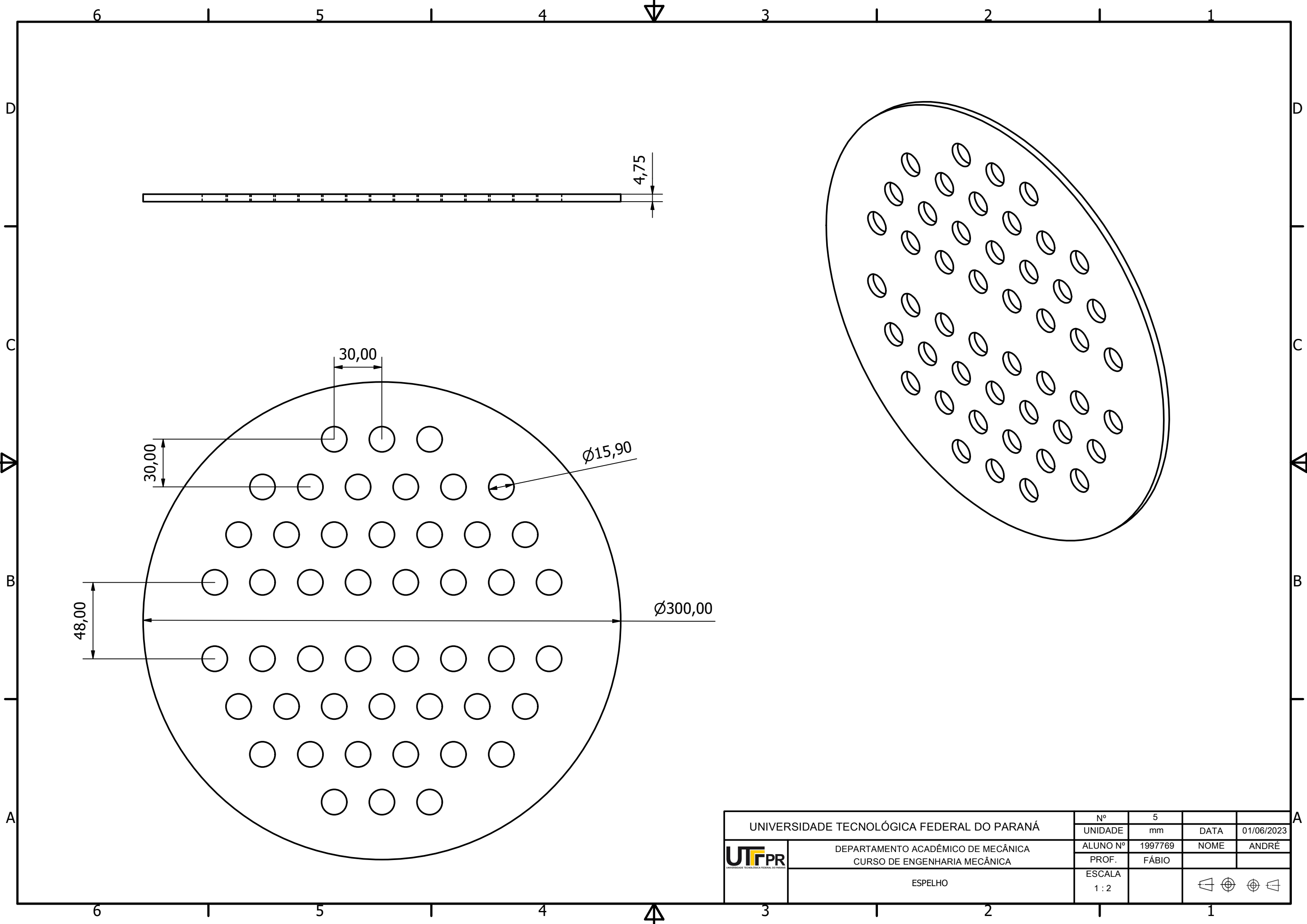
48,00


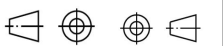
$\varnothing 15,90$  BWG 8

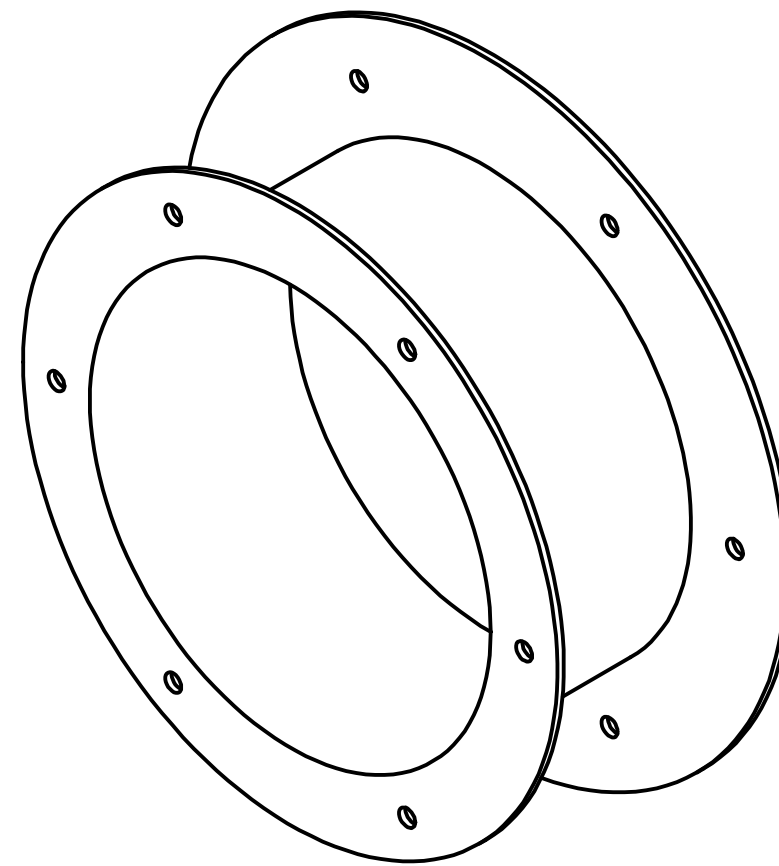
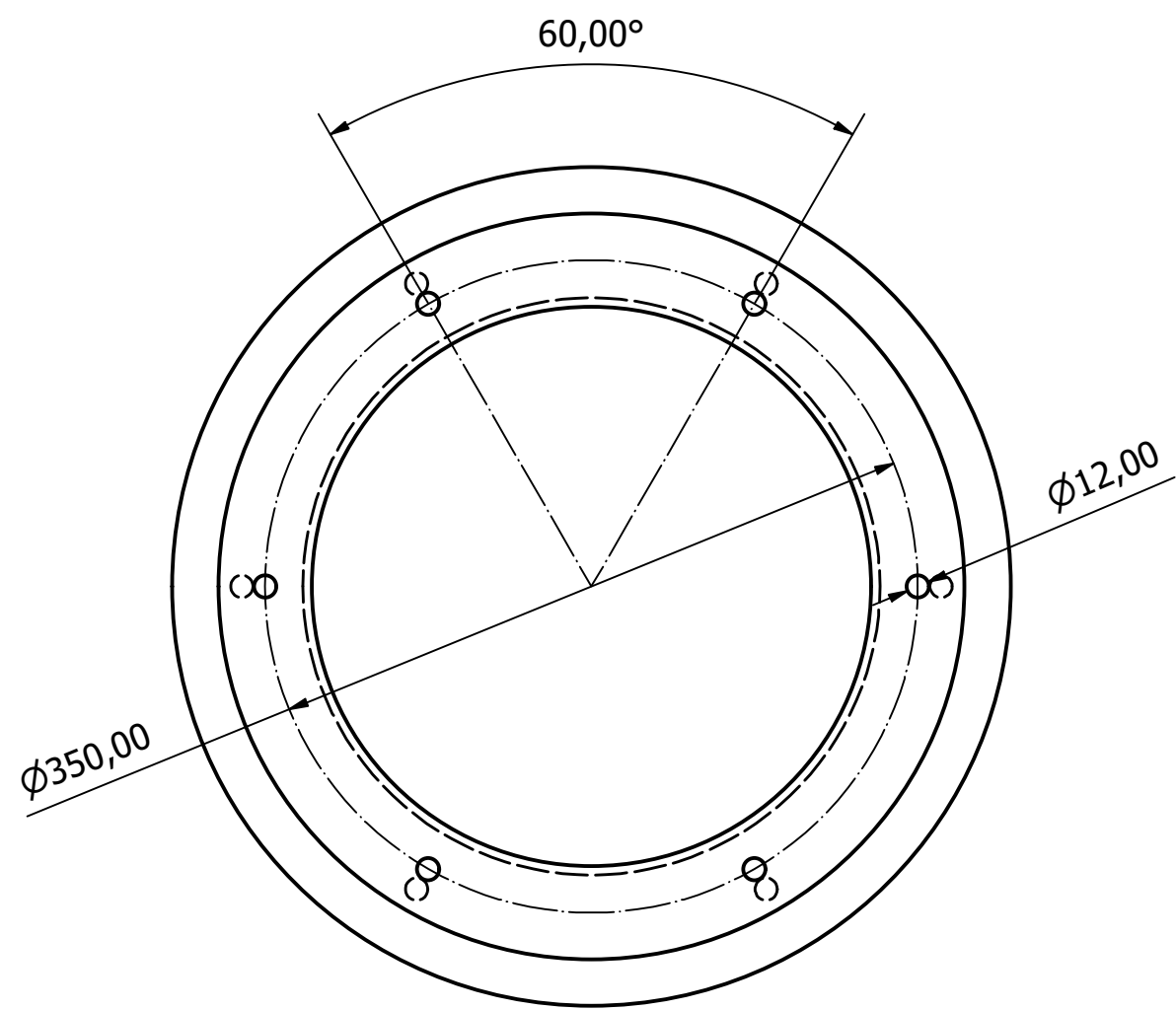
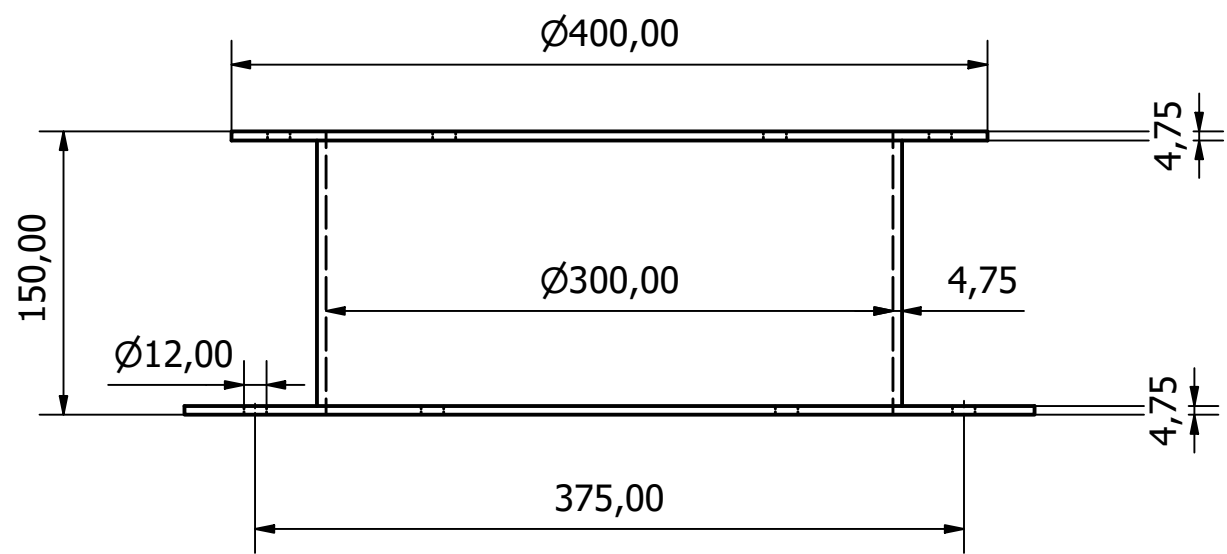
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	3	DATA	01/06/2023
	DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA	ALUNO Nº	1997769	NOME	ANDRÉ
	CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA	PROF.	FÁBIO		
FEIXE DE TUBOS		ESCALA	1 : 4		





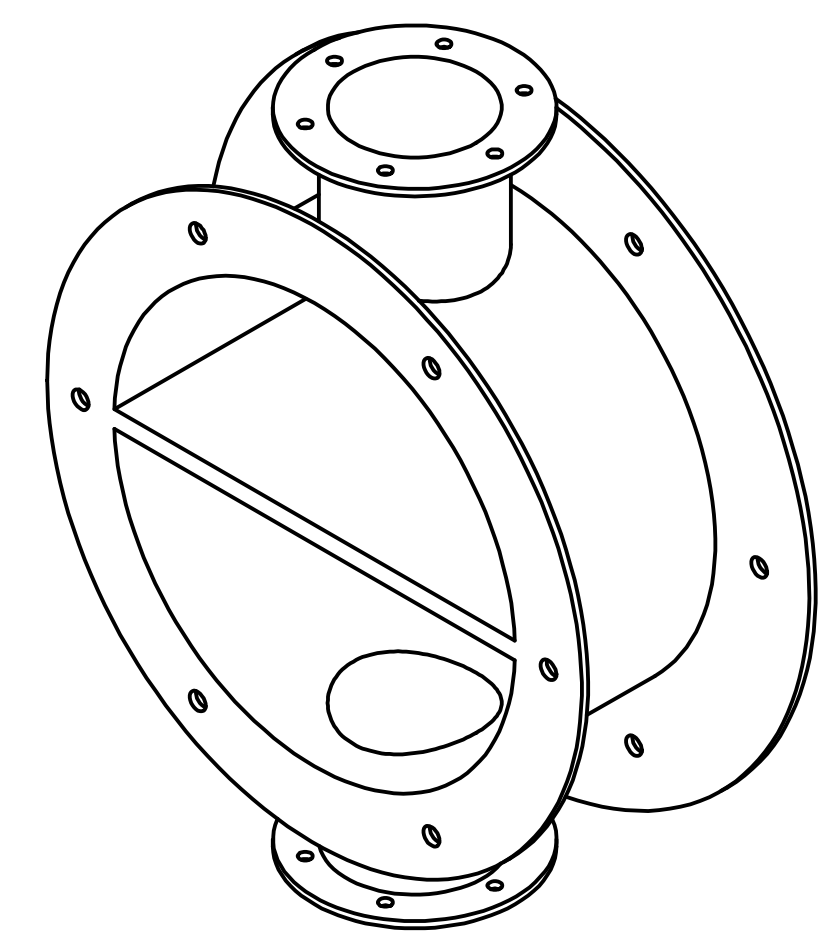
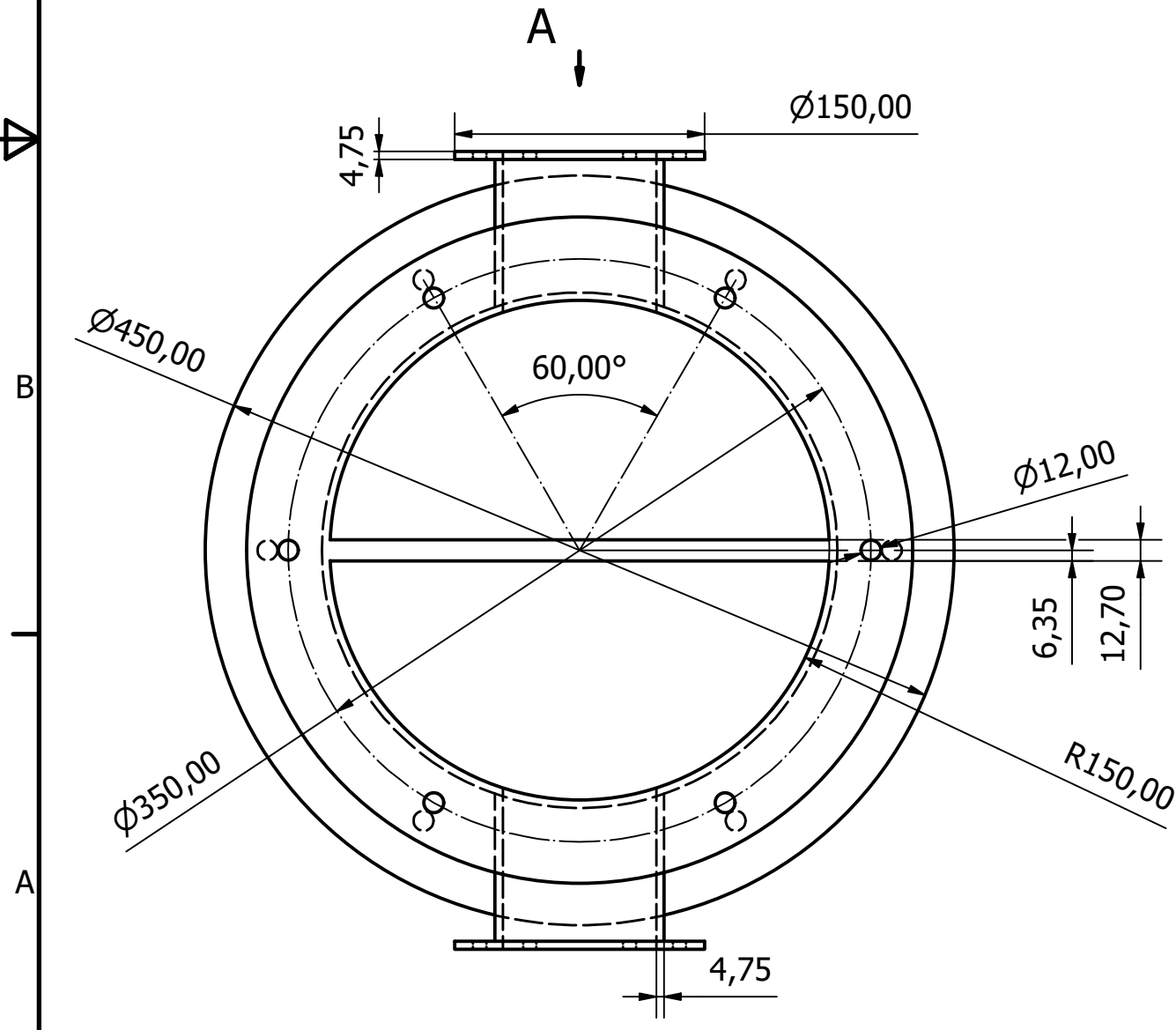
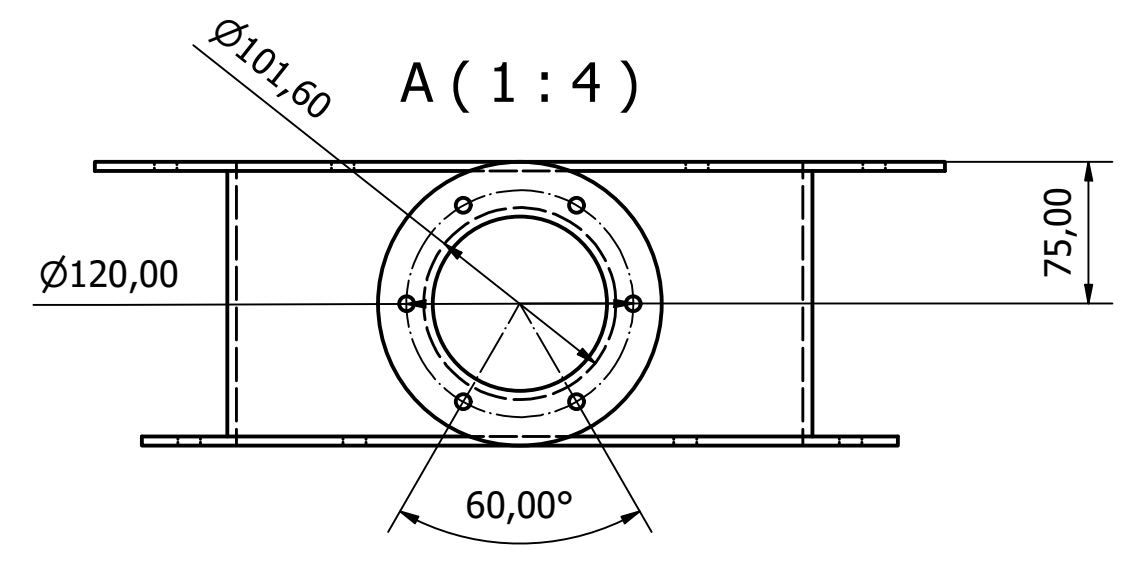
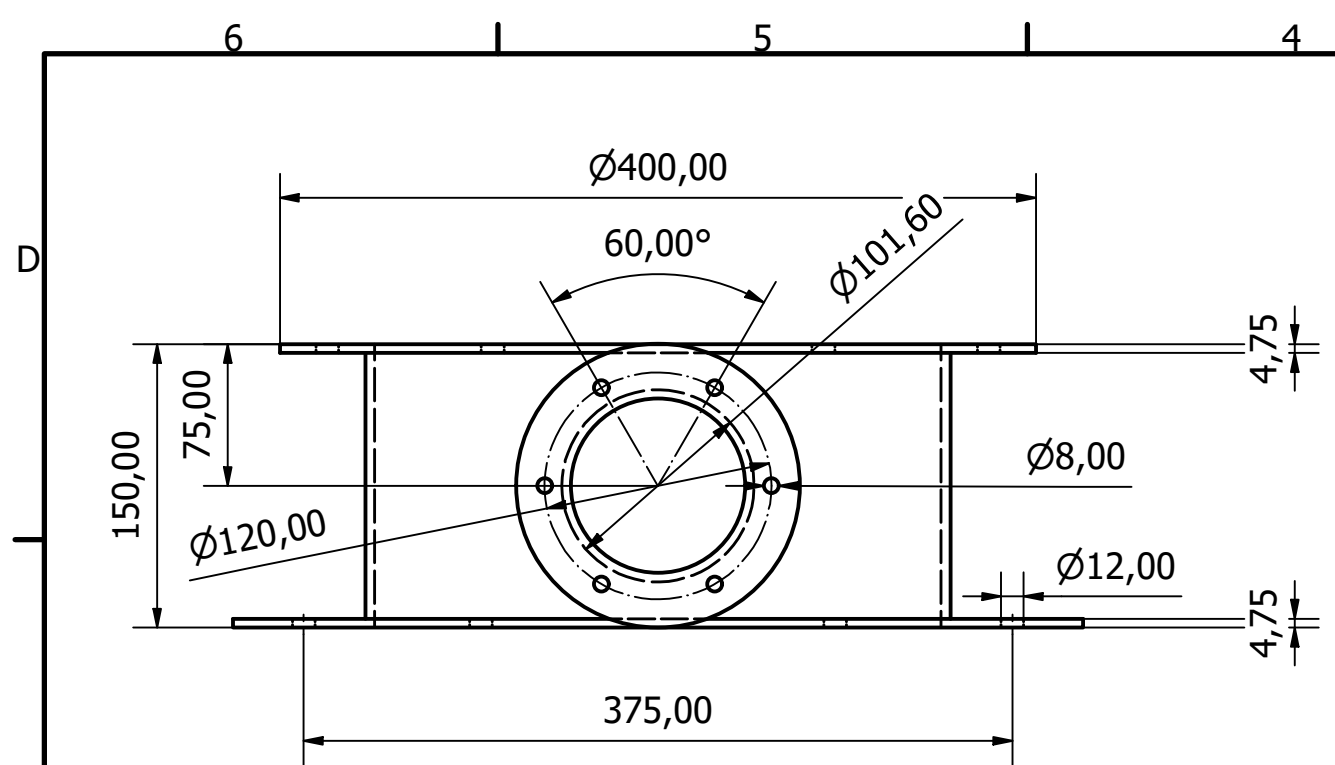
	UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	4	DATA	01/06/2023	
	DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA		UNIDADE	mm	NOME	ANDRÉ	
	CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA		ALUNO Nº	1997769	PROF.	FÁBIO	
	CHICANA		ESCALA	1 : 2			





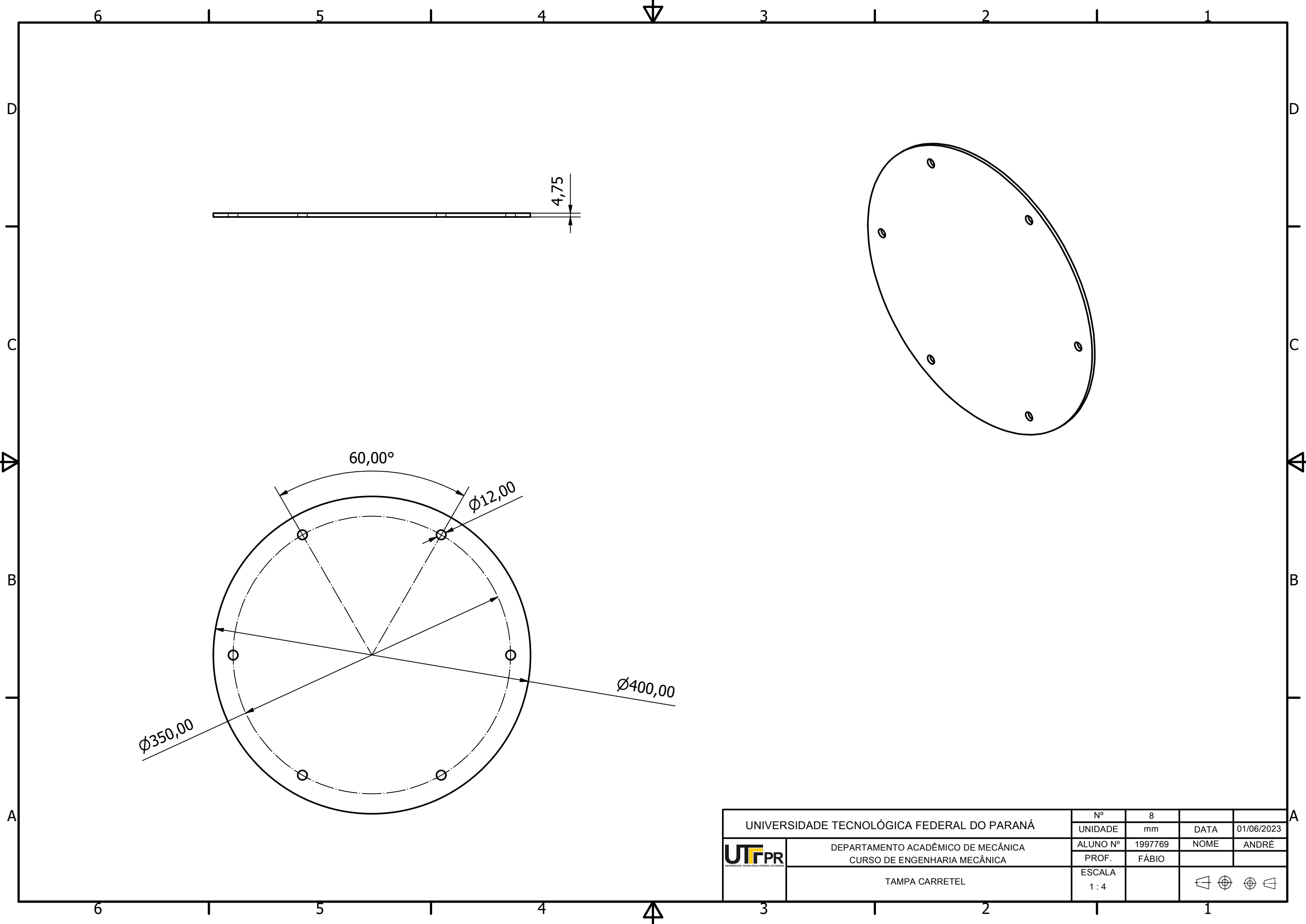
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	5	DATA	01/06/2023	
	DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA		UNIDADE	mm		
			ALUNO Nº	1997769	NOME	ANDRÉ
			PROF.	FÁBIO		
ESPELHO		ESCALA	1:2			





UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ 		Nº	6	DATA	01/06/2023
		UNIDADE	mm	NOME	ANDRÉ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA		ALUNO Nº	1997769		
		PROF.	FÁBIO		
CARRETEL		ESCALA	1:4		



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	7	DATA	01/06/2023
 DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA	UNIDADE	mm	NOME	ANDRÉ	
	ALUNO Nº	1997769			
	PROF.	FÁBIO			
CARRETEL 2		ESCALA	1:4		



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ		Nº	8	DATA	01/06/2023
		UNIDADE	mm	NOME	ANDRÉ
 DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA	ALUNO Nº	1997769			
	PROF.	FÁBIO			
	ESCALA	1 : 4			
TAMPA CARRETEL					