

IGOR BETTANIN DALLA RIVA E SILVA

DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE FILTRO AUTO-LIMPANTE

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Vilson João Batista

Porto Alegre
2004



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DESENVOLVIMENTO DE PROJETO DE FILTRO-AUTOLIMPANTE

IGOR BETTANIN DALLA RIVA E SILVA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Francis Henrique Ramos França
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. HERALDO JOSÉ DE AMORIM
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. NEY FRANCISCO FERREIRA
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. JOYSON LUIZ PACHECO
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2004

de modo especial, a minha família.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos colegas e amigos Daniel Jakobson, Diego Abs, Jefferson Soares, Paulo Podorodeczki, Ricardo Galha e Ricardo Wey sem os quais este trabalho não seria concretizado.

Este trabalho contou com apoio da seguinte entidade:
- Museu do Motor da Universidade Federal do Rio Grande do Sul

DALLA RIVA e SILVA, I. B. **Desenvolvimento de Projeto de Filtro Auto-limpante**. 2004. 31f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

RESUMO

Este trabalho consiste numa análise onde se demonstra o dimensionamento mecânico de um filtro auto-limpante para uso industrial. O sistema foi projetado para ser utilizado antes de trocadores de calor que se utilizam de água vinda de torres de resfriamento. Serve para tubulações já existentes de 10” (0,254 m) e captura partículas superiores a 3 mm. Também foi feita uma breve avaliação econômica do sistema desenvolvido.

PALAVRAS-CHAVE: Filtro, filtro auto-limpante, torre de resfriamento, trocador de calor, filtração.

DALLA RIVA e SILVA, I. B. **Development of a Self-cleaning Filter Project**. 2004. 31f. 1998. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2004.

ABSTRACT

The aim of this work is a analysis where is demonstrated the mechanical design of a self-cleaning filter for industrial application. The system was projected to be used before heat exchangers that use water coming from cooling towers. It serves for already existing tubing of 10" (0,254 m) and can capture particles greater than 3 mm. Also one brief economic evaluation of the developed system was made.

KEYWORDS: Filter, self-cleaning filter, cooling tower, heat exchanger, filtering.

SUMÁRIO

ABSTRACT	7
1. INTRODUÇÃO	10
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1. VASOS DE PRESSÃO	11
2.1.1. DIMENSIONAMENTO DE VASOS DE PEQUENA ESPESSURA	11
2.1.2. DIMENSIONAMENTO DE TAMPOS PLANOS	12
2.1.3. CÁLCULO DE REFORÇO DE BOCAIS E OUTRAS ABERTURAS	13
2.2. JUNTAS PARAFUSADAS	13
2.3. UNIÕES SOLDADAS	14
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA E ESCOLHA DA SOLUÇÃO	15
4. DIMENSIONAMENTO	16
4.1. CORPO DO FILTRO	16
4.2. UNIÕES PARAFUSADAS	17
4.3. UNIÕES SOLDADAS	18
4.4. DIMENSIONAMENTO DO EIXO DO HELICÓIDE	18
5. SELEÇÃO DOS COMPONENTES	19
5.1. MOTO REDUTOR	19
5.2. REDUÇÃO CONCENTRICA DE 14" PARA 10"	19
5.3. FLANGES DE 10"	19
5.4. TUBOS DE 10"	19
5.5. TUBOS DE 14"	20
5.6. CHAPAS DE 40 mm	20
5.7. CHAPAS DE 10 mm	20

	9
5.8. ROLAMENTO	20
5.9. GAXETA	21
5.10. VÁLVULA DE DESCARGA	21
5.11. PRESSOSTATO	21
5.12. BARRA PARA EIXO	21
5.13. GRADE	21
6. PERDA DE CARGA	22
7. ORGANIZAÇÃO DOS COMPONENTES	22
8. MONTAGEM	23
9. VIABILIDADE ECONÔMICA	24
10. CONCLUSÃO	25
11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	26
APÊNDICE A	27

1. INTRODUÇÃO

A água é utilizada, desde tempos imemoriais, em larga escala nas mais diversas situações. Com o aparecimento da indústria sua gama de utilizações foi cada vez mais ampliada. Diversos processos e procedimentos industriais dependem e se baseiam na utilização da água. Seja para uma simples operação de limpeza, ou para um complexo sistema de refrigeração a água está sempre lá presente como componente de fundamental importância.

Neste contexto, a indústria petroquímica se mostra um grande utilizador de água.

Durante a sua utilização, a água passa por diferentes meios. Sendo que ela acaba por solubilizar partículas que encontra em seu caminho. Isso pode uma característica de grande utilidade na limpeza de componentes. Mas, por outro lado, partículas podem ser indesejáveis em determinadas aplicações, podendo ser danosas aos aparelhos que a utilizarão.

Um caso em que isto acontece, e que será o objeto de estudo do corrente trabalho, é o caso da água vinda de torres de resfriamento. Torres de resfriamento nada mais são do que trocadores de calor que se utilizam do contato da água com o ar do ambiente para o seu resfriamento. Acontece que neste contato com o ambiente, a água, pela sua temperatura elevada, acaba por atrair insetos e pássaros. Sendo que alguns destes acabam perecendo e são sugados pelas tubulações que retiram a água da torre de resfriamento.

Para a posterior limpeza, a solução mais usual tem sido a utilização de filtros na linha de água. Filtros estes que possuem como princípio de funcionamento a passagem do líquido por uma grade que retém as impurezas. Porém a limpeza destes filtros normalmente ocorre às custas de uma paralisação no abastecimento. Isso gera um custo descomunal às empresas, e, além disso, existem processos que não podem ser interrompidos. Daí vem a importância da utilização de filtros auto-limpantes, onde a limpeza é automática e ocorre sem a interrupção do abastecimento.

Neste trabalho será apresentado um estudo sobre uma alternativa aos filtros auto-limpantes convencionais atualmente existentes no mercado. Em pesquisa realizada na ampliação de um sistema de refrigeração de uma petroquímica, foi verificado o elevado custo para compra de um filtro deste tipo.

Podemos ver na figura 1.1 uma ilustração de um sistema de refrigeração e como o filtro se engaja no sistema.

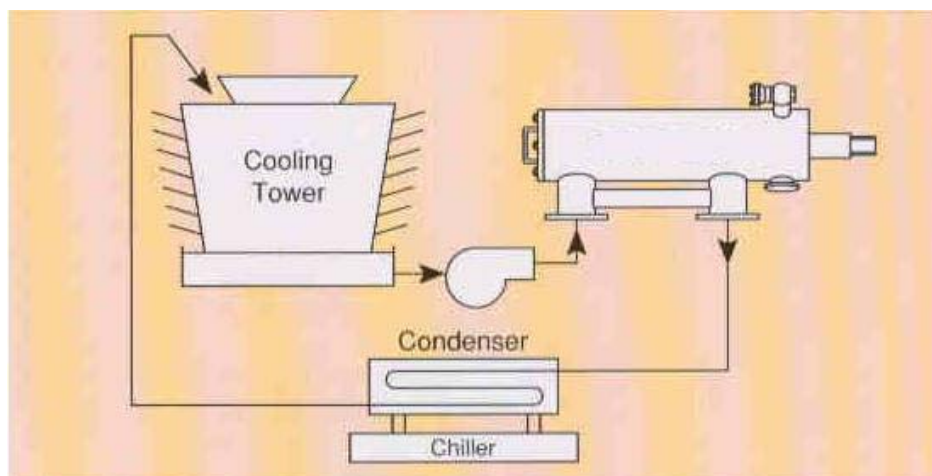


Figura 1.1 – Visão esquemática de um equipamento de refrigeração

Com este trabalho concluído será possível a fabricação para testes de um filtro auto-limpante, também será feita uma pré-avaliação econômica diante das alternativas já existentes.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Um filtro é um sistema composto de diferentes componentes, cada um com características específicas e literaturas distintas.

2.1. VASOS DE PRESSÃO

Vasos de pressão são todos aqueles reservatórios destinados ao armazenamento e processamento de líquidos e gases sob pressão (maior ou menor que a atmosférica).

Assim sendo, um filtro nada mais é do que um vaso de pressão destinado à realização de um processo de limpeza na água.

Tendo em vista isso, o seu dimensionamento deve ser baseado na norma ASME seção VIII. Como queremos um estudo inicial e mais conservativo será utilizada a divisão 1 da ASME VIII, onde só se considera o efeito da pressão interna ou externa, ficando os demais carregamentos inteiramente a critério do projetista. As fórmulas desse código são baseadas na teoria de membrana contendo, entretanto, alguns coeficientes empíricos de correção.

2.1.1. DIMENSIONAMENTO DE VASOS DE PEQUENA ESPESSURA

Adaptando os equacionamentos da teoria membranal, a norma ASME sugere, para cálculo de espessura de paredes de pequena espessura, o seguinte equacionamento:

$$e = \frac{P R}{S E - 0,6 P} + C \quad (\text{eq. 2.1})$$

Onde,

e = espessura mínima para pressão interna

R = raio interno do cilindro

P = pressão interna de projeto

S = tensão admissível básica do material

E = coeficiente de eficiência de solda

C = sobresspessura para corrosão

O código ASME não estabelece valores ou critérios para a sobresspessura para corrosão, exigindo somente que os vasos destinados a vapor, água ou ar comprimido, com espessura calculada de parede inferior a 6 mm, tenham uma sobresspessura de no mínimo 1/6 da espessura.

O valor da eficiência da solda (E), para uma solda de topo, feita por um só lado, sem mata-junta e não radiografada é de 0,6.

A norma estabelece também fórmulas para se encontrar espessura em transições cônicas. Para superfície cônica sem seção de concordância, a espessura mínima necessária para superfície cônica é dada por:

$$e = \frac{P R}{\cos \alpha (S E - 0,6 P)} + C \quad (\text{eq. 2.2})$$

Sendo,

e = espessura da parede

P = pressão interna

R = raio interno do cone, medido perpendicularmente ao eixo do vaso, no ponto considerado

C = sobresspesura para corrosão

α = semi-ângulo do vértice do cone

E = eficiência da solda

Nas ligações cone-cilindro, sem seção toroidal de concordância e com semi-ângulo do cone $\leq 30^\circ$, haverá a necessidade de um reforço próximo à linha de junção das duas superfícies, quando o coeficiente Δ for menor do que o semi-ângulo do vértice do cone. O valor de Δ é obtido da tabela 2.1 para ligação do cone com o cilindro maior, e da tabela 2.2 para a ligação do cone com o cilindro menor. Em ambos os casos tem-se Δ em função de P/SE, em que E é o menor valor entre as eficiências de solda adotadas para o cilindro e para o cone, supondo-se que essas duas partes sejam construídas com o mesmo material.

Nas tabelas 2.1 e 2.2, Δ deve ser tomado igual a 30° para os valores de P/SE acima de 0,009 e 0,125, respectivamente.

Tabela 2.1 – Ligação cone-cilindro maior

P/SE	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
Δ (graus)	11	15	18	21	23	25	27	28,5	30

Tabela 2.2 – Ligação cone-cilindro menor

P/SE	0,002	0,005	0,01	0,02	0,04	0,08	0,1	0,125
	4	6	9	12,5	17,5	24	27	30

Nos casos em que seja necessário um reforço, a sua área de seção transversal será dada pelas seguintes expressões:

Ligação cone-cilindro maior:

$$A = \frac{K P R_L^2}{2 S E} (1 - \Delta / \alpha) \operatorname{tg} \alpha \quad (\text{eq. 2.3})$$

Ligação cone-cilindro menor:

$$A = \frac{K P R_S^2}{2 S E} (1 - \Delta / \alpha) \operatorname{tg} \alpha \quad (\text{eq. 2.4})$$

Onde R_L e R_S são os raios internos das extremidades maior e menor da superfície cônica, medidos perpendicularmente ao eixo do vaso.

$$K = \frac{S_S E_S}{S_R E_R} \quad (\text{eq. 2.5})$$

Em que S_S e S_R são, respectivamente, as tensões admissíveis dos materiais do cilindro e do cone, e E_S e E_R são os módulos de elasticidade desses materiais, todos esses valores na temperatura do projeto. Em qualquer caso o valor de K deve ser maior que 1.

2.1.2. DIMENSIONAMENTO DE TAMPOS PLANOS

Para flanges cegos utilizados como tampos em vasos de pressão o critério de cálculo é o seguinte:

$$e = d (N P / S)^{1/2} + C \quad (\text{eq. 2.6})$$

Onde,

e = espessura mínima do tampo

d = diâmetro

N = fator adimensional dependente do tipo de tampo e do sistema de fixação ao casco

P, S, C têm as mesmas significações já vistas

Para um flange cego, o valor de N é 0,30, sendo que o flange do casco poderá ser um flange normalizado ou um flange calculado especialmente.

2.1.3. CÁLCULO DE REFORÇO DE BOCAIS E OUTRAS ABERTURAS

O código recomenda que as aberturas não tenham ângulos ou cantos vivos, podendo ter qualquer formato arredondado. Quando a maior dimensão da abertura exceder o dobro da menor dimensão, exige-se reforços especiais (não especificados pelo código), para combater a deformação excessiva nas bordas.

2.2. JUNTAS PARAFUSADAS

O cálculo de juntas parafusadas para vasos de pressão é feito baseando-se na resistência dos parafusos utilizados, na pressão interna do vaso e nas propriedades dos flanges. A elaboração do equacionamento para se dimensionar uma junta parafusada é extenso e fugiria do escopo deste trabalho. Assim será exposto o necessário para os cálculos, subtraindo-se as deduções de fórmulas. Segundo Shigley [1], o equacionamento para o dimensionamento de uma junta deste tipo é, em um vaso de pressão, o que se pode ver abaixo.

$$F = P A_t \quad (\text{eq 2.7})$$

Onde,

P = pressão de projeto interna ao cilindro

F = força resultante da pressão interna

A_t = área transversal

$$k_b = \frac{A_d A_t E_p}{A_d I_t + A_t I_d} \quad (\text{eq. 2.8})$$

Onde,

k_b = rigidez do parafuso

A_d = área da seção longitudinal sem rosca

A_t = área da seção longitudinal com rosca

E_p = módulo de elasticidade do parafuso

I_t = comprimento da rosca sob solicitação

I_d = comprimento de parafuso sem rosca sob solicitação

$$F_i = 0,75 A_t S_p \quad (\text{eq 2.9})$$

Onde,

F_i = força de pré-carga no parafuso

S_p = tensão de prova do parafuso

A_t = área da seção longitudinal com rosca

$$k_m = \frac{0,5774 \pi E_m d}{2 \ln[5 (0,5774 L + 0,5 d)]} \quad (\text{eq 2.10})$$

Onde,

k_m = rigidez dos flanges

E_m = módulo de elasticidade do material dos flanges

d = diâmetro nominal do parafuso

L = comprimento total dos flanges na região da união parafusada

$$n = \frac{(S_p A_t) - F_i}{(C F_p/N)} \quad (\text{eq. 2.11})$$

Onde as variáveis seguem a nomenclatura anterior, sendo,

n = coeficiente de segurança da junta parafusada

C = coeficiente de rigidez

Temos também:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad (\text{eq. 2.12})$$

Um último fator deve ser verificado, sendo este relativo a possibilidade de vazamentos na junta. Ele relaciona o diâmetro da união com o número de parafusos e a dimensão dos parafusos utilizados. É recomendado que este coeficiente esteja entre 3 e 6.

$$\text{Coef. vedação} = \frac{D_b \pi}{N d} \quad (\text{eq. 2.13})$$

Onde,

D_b = diâmetro da circunferência de parafusos

N = número de parafusos

d = diâmetro nominal dos parafusos

2.3. UNIÕES SOLDADAS

Para estas uniões, o dimensionamento acontece tendo em consideração as cargas exercidas no local e as propriedades do metal de solda e metal base. Para os cálculos é feita uma relação entre a resistência do tubo na sua região sem uniões e a espessura equivalente de material de solda que gere as mesmas características de resistências às solicitações existentes no caso. Assim sendo:

$$h = \frac{\sigma_{mb} t}{\sigma_e} \quad (\text{eq. 2.14})$$

Onde,

h = espessura da garganta de solda

σ_{mb} = tensão de escoamento do metal base

σ_e = tensão de escoamento do metal de solda

t = espessura da parede do vaso de pressão

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA E ESCOLHA DA SOLUÇÃO

O problema vem do alto custo de filtros auto-limpantes para o uso antes de trocadores de calor na indústria petroquímica, e do fato de partículas com dimensão maior de 3 mm prejudicarem os trocadores.

Diversas soluções já existem para este tipo de filtro. Dentre elas ilustra-se algumas abaixo.

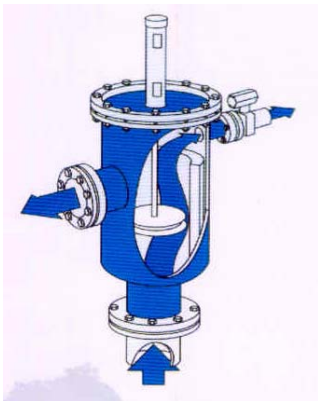


Figura 3.1 – Filtro Bernoulli

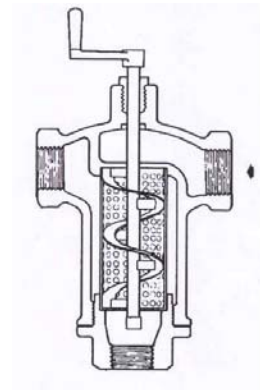


Figura 3.2 – Filtro Spirax Sarco

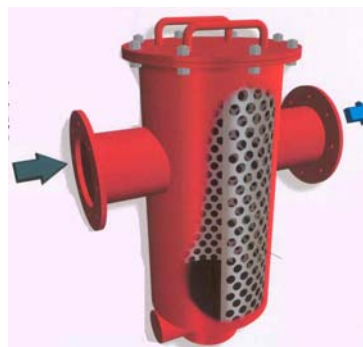


Figura 3.3 – Filtro Orival

A solução escolhida tem as seguintes características:

Para o sistema de autolimpeza será utilizado um helicóide, que, através de movimento giratório, em contato com a grade do filtro, fará a remoção das impurezas que ficarem ali retidas.

A disposição da entrada e saída de água foi escolhida de modo que fiquem uma a 90° da outra num mesmo plano. De forma que a perda de carga causada pelo filtro seja reduzida.

Para uma redução de custos, este projeto procurará se utilizar ao máximo de peças já existentes no mercado. Procurando reduzir o uso de processos de fabricação e elaboração de moldes especiais para a confecção do filtro.

Com este trabalho pronto será possível a produção de um filtro, com as soluções escolhidas, para testes. Também serão demonstradas as suas etapas de dimensionamento.

Uma visão geral do dispositivo pode ser vista na figura 3.4.

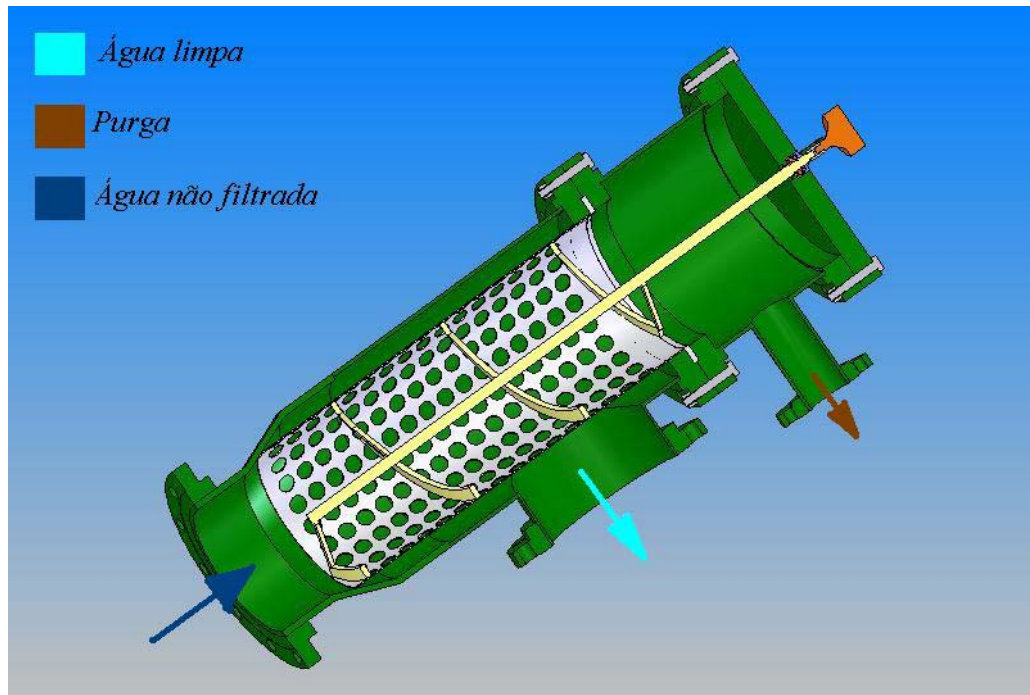


Figura 3.4 – Vista em corte esquemática do filtro

4. DIMENSIONAMENTO

4.1. CORPO DO FILTRO

Este foi dimensionado segundo a norma ASME seção VIII divisão 1. Com os seguintes dados:

Pressão (P) = 1,2 MPa
 Raio interno (R) = 166,88 mm
 Tensão admissível (S) = 83 MPa
 Eficiência da solda (E) = 0,6

A tensão admissível é a do aço ASTM A-53-A, que é padrão para uso em tubulações de aço carbono, já que se pretende fazer o corpo do filtro através de tubos e reduções padrão de tubulações industriais.

Devido às mudanças de geometria, a situação crítica no dimensionamento do corpo do filtro é a sua mudança de seção concêntrica.

Seguindo os passos da norma ASME, por uma relação simples de triângulos achamos o ângulo α da mudança de seção, que é utilizado para obter-se o coeficiente Δ das tabelas 2.1 e 2.2.

Fazendo a verificação concluímos que não é necessária a utilização de reforço na mudança de seção.

Utilizando a equação 2.2 obtemos a seguinte espessura:

$$e = 4,62 \text{ mm (0,00462 m)}$$

Como existe comercialmente a espessura de 6,35 mm, que corresponde ao Schedule 10. Este será o valor adotado para a espessura. Assim, daqui para frente:

$$e = 6,35 \text{ mm (0,00635 m)}$$

Para outras partes do filtro, como bocais e cabeçote, também foi aplicado o equacionamento da norma ASME, verificando-se que as dimensões do Schedule 10 são suficientes para manter a estrutura dentro dos padrões de segurança.

4.2. UNIÕES PARAFUSADAS

O dimensionamento das uniões parafusadas foi feito pelos parâmetros e características abaixo apresentadas. As equações utilizadas seguem as apresentadas na fundamentação teórica.

Tabela 4.1 – Cálculo das uniões parafusadas

Dados do problema			
Pressão de projeto	P	1,5	MPa
Diâmetro do tampo	D	333,76	mm
Área do tampo	At	87490,212	mm ²
Força exercida pela pressão	Fp	131235,32	N
Propriedades dos Parafusos			
Número de parafusos	N	18	
Módulo de elasticidade	Ep	2,07E+05	MPa
Diâmetro nominal do parafuso	d	14	mm
Comprimento total do parafuso	L	100	mm
Comprimento de rosca	Lt	50	mm
Comprimento sob solicitação	Lg	80	mm
Comp. de rosca sob solicitação	lt	30	mm
Comp. de parafuso sem rosca sob solicitação	ld	50	mm
Área da seção com rosca	At	115	mm ²
Área da seção sem rosca	Ad	153,9384	mm ²
Rigidez do parafuso	Kb	353438,45	N/mm
Tensão de prova	Sp	380	MPa
Força de pré-carga	Fi	32775	N
Propriedade dos Flanges			
Comprimento do Flange 1	L1	40	mm
Comprimento do Flange 2	L2	40	mm
Comprimento total	L	80	mm
Módulo de elasticidade	Em	2,07E+05	MPa
Diâmetro do parafuso	d	14	mm
Rigidez dos flanges	Km	2,22E+06	N/mm

Resultados			
Coeficiente de segurança	n	10,89	
Coeficiente de rigidez	C	1,38E-01	
Verificação do coef. de vazamento			
Diâmetro circunf. de parafusos	Db	430	mm
Valor deve estar entre 3 e 6		5,3606667	

A tabela 3 demonstra os valores utilizados e os resultados obtidos no dimensionamento das uniões parafusadas. Também pode ser visto que a situação crítica no dimensionamento foi o limite imposto pelo coeficiente de vazamento.

4.3. UNIÕES SOLDADAS

Existem uniões soldadas no corpo do filtro, onde se une um tubo a uma redução de seção. Também na união dos flanges e na união dos bocais ao corpo do filtro e ao cabeçote.

O dimensionamento foi realizado segundo o existente na fundamentação teórica e com os seguintes valores:

Tabela 4.2 – Cálculo das uniões soldadas

			dimensão	unidade
Metal Base	ASTM A 53			
Eletrodo considerado	E7018			
Tensão admissível do Metal Base	σ_{mb}	83		MPa
Tensão admissível do Eletrodo	σ_e	482		MPa
Espessura do tubo de diam. 10pol	t10	4,19		mm
Espessura do tubo de diam. 14pol	t14	6,35		mm
garganta da junta soldada p/ o tubo de 10pol	h10	0,721	1	mm
garganta da junta soldada p/ o tubo de 14pol	h14	1,093	2	mm

4.4. DIMENSIONAMENTO DO EIXO DO HELICÓIDE

Para o dimensionamento do eixo foi observado o torque máximo que é fornecido pelo motor e calculada a tensão cisalhante máxima que acontece no raio extremo do eixo. Os cálculos foram os seguintes:

$$J = \frac{\pi \cdot R^4}{2} \quad (\text{eq. 4.1})$$

Onde,

J – momento polar de inércia

R – raio do eixo

$$\text{Tensão cisalhante máxima} = \frac{M \cdot R}{J} \quad (\text{eq. 4.2})$$

Onde,

M = torque no eixo

Gerando uma tensão cisalhante máxima no ponto de menor diâmetro de 88 MPa.

Para o aço inox AISI 316 a tensão máxima admissível é de 240 MPa, o que verifica um bom coeficiente de segurança ao eixo, sendo este igual a 2,73. Este aço confere também uma boa resistência à corrosão. Sendo esta característica de importância fundamental, pois este eixo fica em contato direto com o fluido de trabalho.

5. SELEÇÃO DOS COMPONENTES A SEREM COMPRADOS

5.1. MOTORREDUTOR

Este foi escolhido segundo catálogo da Bosch [8] existente na rede mundial de computadores, tendo como motivo de escolha sua rotação e torque adequados à aplicação. Também foram determinantes sua simplicidade, tamanho compacto, facilidade de instalação e grande disponibilidade no mercado.

As características são as seguintes:

Tabela 5.1 – Dados do motorreductor

Tensão do Motor	24 V/CC
Consumo Nominal	5 A
Torque/Opções	50Nm
Sentido de Giro	L/R
Velocidades	2
Rotações	22 / 38 rpm

5.2. REDUÇÃO CONCENTRICA DE 14” PARA 10”

Segundo o Manual do Encanador Industrial [3] este componente tem as dimensões comercialmente oferecidas. Para a aplicação no filtro isso teve o significado de uma elevada redução de custos, podendo assim comprar uma peça ao invés de fabricá-la.

As dimensões foram escolhidas pelos seguintes motivos:

- 10” (0,254 m): dimensão da tubulação
- 14” (0,3556 m): dimensão que proporciona boa movimentação do fluido limpo até a sua saída.
- Espessura: cálculo estrutural segundo norma ASME (apresentado anteriormente).

5.3. FLANGES DE 10”

Estas também seguem as dimensões padrão para que possam se encaixar perfeitamente em qualquer tubulação de mesma classe de pressão já existente na indústria. Sendo desnecessária a instalação de flanges especiais na tubulação para a instalação do filtro. Conta a favor disso a redução dos custos por ser uma peça de grande produção, e também a facilidade para a instalação numa linha industrial já existente, onde os flanges serão compatíveis com os do filtro.

5.4. TUBOS DE 10”

Tubo com dimensões comerciais para a pressão existente no processo e diâmetro da tubulação existente. Tendo como fatores importantes na sua seleção, assim como as outras peças, seu baixo custo e a possibilidade de ser comprado pronto, necessitando apenas ser cortado nas dimensões da aplicação.

5.5. TUBOS DE 14"

Escolhido pelo mesmo motivo do tubo de 10" (0,254 m). Porém o seu diâmetro foi estipulado de maneira a permitir a facilitação do escoamento da água após a filtragem.

5.6. CHAPA DE 40 mm

Chapa para a posterior fabricação do tampo do cabeçote. Está na espessura necessária segundo os cálculos estruturais do tampo. Aço carbono ASTM A-36.

5.7. CHAPA DE 10 mm

Esta serve para fazer os elementos de fixação do moto redutor, sendo de espessura suficiente para dar sustentação ao equipamento que fica unido ao tampo do cabeçote. Aço carbono ASTM A-36.

5.8. ROLAMENTO

Sabendo que o torque máximo do motor é de 50 Nm, e que o passo do helicóide é de 238 mm (0,238 m) e a circunferência mede 870,22 mm (0,87022 m), chegamos a um ângulo de inclinação do helicóide de 15,3°.

Decompondo a força máxima do motor no raio extremo do helicóide nos sentidos radial e axial, encontramos as seguintes cargas:

Carga axial = 98,73 N

Carga radial = 361,01 N

Através destes dados somados ao fato da carga axial ser somente em um sentido, foi escolhido rolamento do tipo de uma carreira de esferas com contato angular. Juntando as dimensões do filtro, do eixo e as cargas exercidas, selecionou-se no catálogo da fabricante de rolamentos SKF o modelo 7203 BEY.

O cálculo da vida dos rolamentos foi feito assim:

Aplicando a fórmula de combinação de carregamentos para rolamentos abaixo:

$$P = X V F_R + Y F_A \quad (\text{eq. 5.1})$$

Onde,

P = carga equivalente

F_R = carga axial constante aplicada

F_A = carga axial constante aplicada

V = fator de rotação (no caso vale 1)

X = fator radial (no caso vale 0,56)

Y = fator axial (no caso vale 1,55)

Encontrando-se P, a vida L é estimada em milhões de revoluções por:

$$L = (C/P)^3 \quad (\text{eq. 5.2})$$

Onde,

L = vida em milhões de revoluções

C = capacidade de carga dinâmica (dado do fabricante)

P = carga equivalente

Utilizando este equacionamento chegou-se a um L igual a 30518,32 atestando durabilidade suficiente para o rolamento.

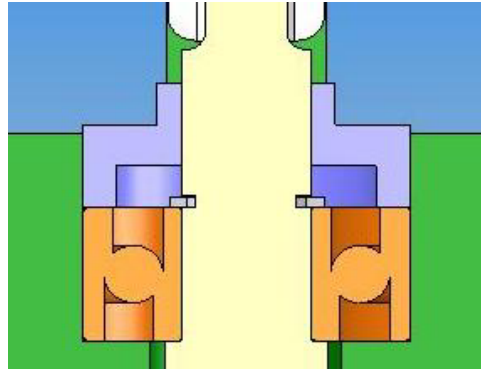


Figura 5.1 – Fixação e posição final do rolamento

5.9. GAXETA

Selecionadas do Catálogo da Simrit tem a característica necessária para a pressão no filtro, e rotação sobre a gaxeta. O material é borracha nitrílica e o modelo BABSL 20x32x7.

5.10. VÁLVULA DE DESCARGA

Válvula solenóide do tipo “On-Off”, acionada eletricamente, de 3” (0,0762 m) e 150 lbs.

5.11. PRESSOSTATO

Possui a faixa de atuação (banda morta) na região de funcionamento do filtro. É da marca Ashcroft modelo B4 para faixa de pressão de 0 a 4 kg/cm², com banda morta ajustável.

5.12. BARRA PARA EIXO

Barra de aço AISI 316 para uso no eixo acionador do helicóide. Foi dimensionada como consta no item cálculo estrutural.

5.13. GRADE

Esta tem furos de diâmetro de 3 mm, dimensão esta imposta pelas características do trocador de calor que fica protegido pelo filtro. Possui diâmetro de 11” (0,2794 m), 1,5 mm de espessura e é escolhida devido ao tamanho exigido na aplicação do filtro. É, assim como todas as outras partes do filtro, facilmente encontrada no mercado. Sendo esta calandrada e soldada longitudinalmente na confecção do cesto.

6. PERDA DE CARGA

Foi elaborada uma curva de perda de carga em função da vazão para o filtro. Como esta curva só é obtida mais fielmente com dados experimentais, foi apenas estimada uma. Para isso foram utilizados dados de perda de carga de filtros semelhantes já existentes no mercado. A estimativa foi feita aplicando-se as equações de Bernoulli e da continuidade [6]. Assim ficamos com:

$$\Delta P \sim k Q^2$$

$$\Delta P_{\text{Max}} = 0,6 \text{ bar } (6 \times 10^4 \text{ Pa})$$

$$Q = 1000 \text{ m}^3/\text{h } (0,28 \text{ m}^3/\text{s})$$

$$k = 0,6/1000 = 0,000006$$

$$\Delta P = 6 \times 10^{-3} Q^2$$

Fazendo o gráfico da perda de carga em função da vazão ficamos:

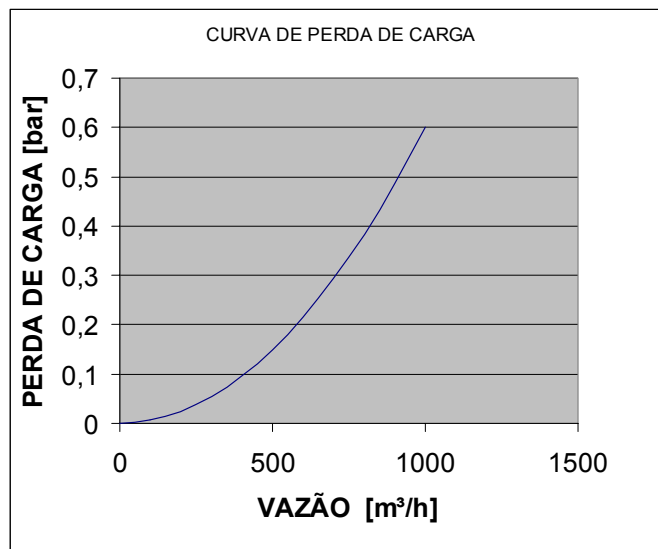


Figura 6.1 – Curva de perda de carga

7. ORGANIZAÇÃO DOS COMPONENTES

Visando uma melhoria organizacional dos componentes, foi criada uma estrutura de produto, onde, de acordo com a sua relação com o produto final, foram distribuídos em grupos.

Tabela 7.1 – Estrutura de produto

LISTA DE MATERIAIS					Quantidade	Dimensões
1			F	Filtro autolimpante	1	
	2		C	Motorreductor	1	
	2		C	Válvula solenóide 3" 150 lbs	1	
	2		C	Parafusos inox M14x100	40	
	2		C	Porcas inox M14	40	
	2		C	Junta de vedação 14"	2	
	2		F	Cj. Cesto	1	
		3	F	Cesto	1	
		4	C	Chapa perfurada Ø2,8x1,5mm inox 316	1	1800x800mm
		3	C	Anel de fixação	1	

		4	C	Chapa inox 316 esp. 10mm	1	350x350mm
2			F	Cj. Helicóide	1	
	3		F	Eixo	1	
		4	C	Barra redonda de aço Ø13/16" inox 316	1	1200mm
	3		F	Haste	5	
		4	C	Barra quadrada 5/16" inox 316	5	110mm
	3		F	Helicóide	1	
		4	C	Chapa inox 316 esp. 9,53mm	1	3000x50mm
2			C	Rolamento SKF 7203 BEY	1	
2			C	Gaxeta Simrit modelo BABSL 20x32x7	1	
2			F	Corpo do filtro	1	
	3		C	Tubo 14" sch 10	1	600 mm
	3		C	Tubo 10" sch 10	1	200 mm
	3		C	Redução concêntrica 14"x10"	1	
	3		C	Flange 10" 150lbs ASTM A36	2	
	3		F	Flange 14" especial tipo 1	1	
		4	C	Chapa ASTM A-36 esp.50mm	1	500x500mm
2			F	Tampo superior	1	
	3		C	Chapa ASTM A-36 esp.50mm	1	500x500mm
	3		C	Chapa para fixação redutor 3/8"x 3/4"	1	500mm
2			F	Reservatório	1	
	3		C	Tubo 14" sch 10	1	300mm
	3		C	Tubo 3" sch 10	1	200mm
	3		F	Flange 14" especial tipo 1	1	
		4	C	Chapa ASTM A-36 esp.50mm	1	500x500mm
	3		F	Flange 14" especial tipo 2	1	
		4	C	Chapa ASTM A-36 esp.50mm	1	500x500mm
2			F	Acoplamento	1	
	3		C	Barra redonda 1" inox 316	1	40mm
2			C	Pressostato diferencial	1	
2			C	Anel Seeger para eixo Ø17mm	1	
2			C	Tubo cobre 1/4" com anilhas nas extremidades	2	1000mm
2			C	Conector 1/4" X 1,4" OD	2	
2			F	Tampa do rolamento	1	
	3		C	Barra cilíndrica inox 316	1	30mm

C = item comprado F = item fabricado

Esta distribuição visa facilitar o ato da compra dos componentes básicos pelo setor de compras da empresa. Onde todas as peças complexas são destrinchadas até componentes básicos e de dimensões padrão encontrados no mercado.

8. MONTAGEM

A montagem é orientada pela estrutura de produto. Onde se parte dos produtos comprados, com suas características originais vindas dos fornecedores. Logo após vai se progredindo de níveis, sendo que para essa progressão são utilizados os processos de fabricação.

A montagem final pode ser guiada pelos desenhos das peças em conjunto com as vistas explodidas.

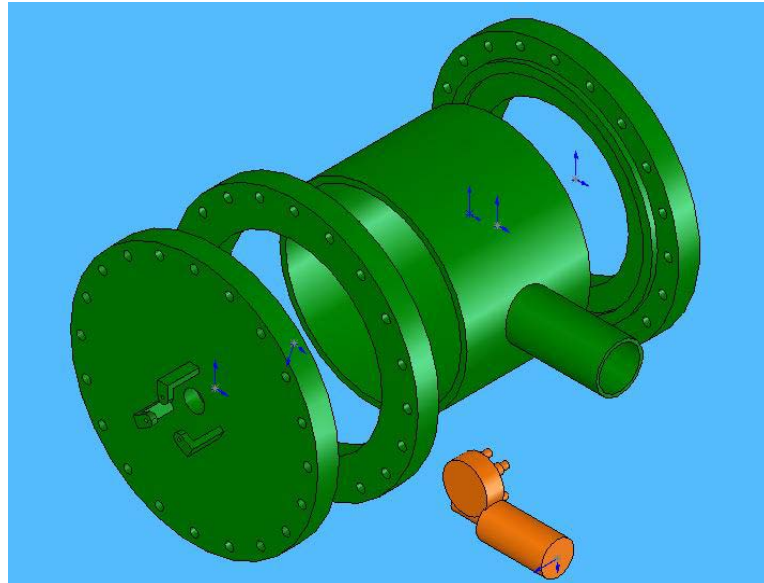


Figura 8.1 – Vista explodida do cabeçote

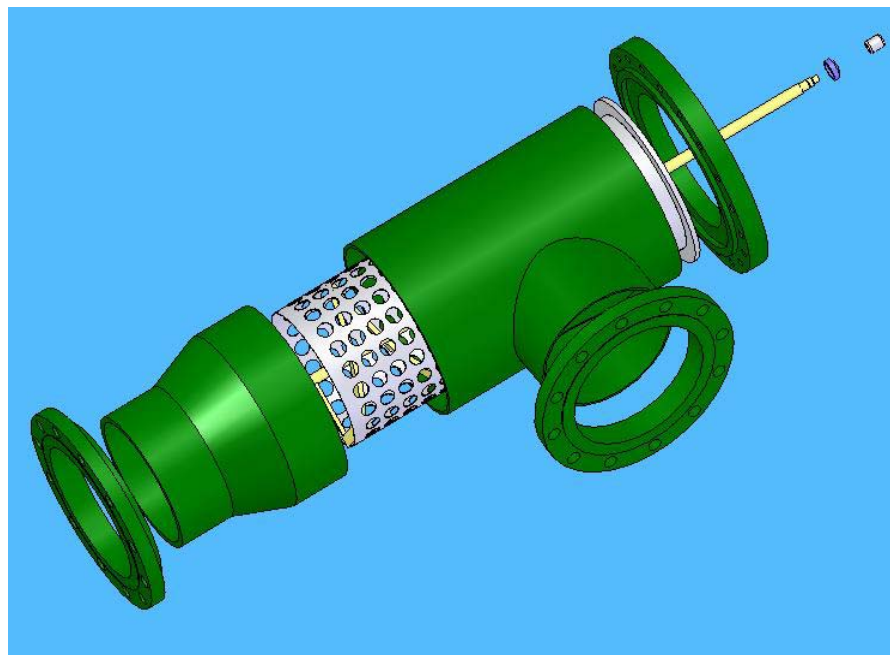


Figura 8.2 – Corpo do filtro em vista explodida

9. VIABILIDADE ECONÔMICA

Como um dos objetivos principais do projeto era criar uma alternativa de menor custo frente às existentes atualmente no mercado. Como melhoria para esta etapa do projeto foi feita uma pré-análise de custos do filtro em seu modo final, tendo como objetivo o valor final de fabricação do equipamento.

Foi feito um levantamento do custo da matéria prima utilizada para confecção do filtro e dos componentes que são obtidos prontos. O resultado deste levantamento demonstrou que o valor total gasto na aquisição de material para a fabricação do filtro é de R\$ 12.000,00. Adicionando 100% deste valor como estimativa para processos de montagem e fabricação chega-se a um valor estimado final de R\$ 24.000,00. Estes valores para dezembro de 2004.

Um equipamento similar custa no mercado em torno de R\$ 60.000,00 (dezembro/2004), o que demonstra a competitividade do projeto elaborado neste trabalho e o quanto pode ser economizado na fabricação do equipamento ao invés da aquisição de um similar no mercado.

10. CONCLUSÃO

O presente trabalho desenvolveu e analisou as primeiras etapas de um projeto para aplicação industrial. Aqui, a partir de uma necessidade real, foi elaborada uma solução para o problema e esta foi dimensionada e configurada para que funcionasse atendendo seus objetivos.

Como resultado estão os desenhos desta solução no Apêndice A, a partir dos quais pode ser construído um protótipo para testes do projeto do filtro, que é o próximo passo num projeto de engenharia e também a melhor maneira para uma averiguação mais eficaz das características do projeto e validação dos resultados aqui obtidos.

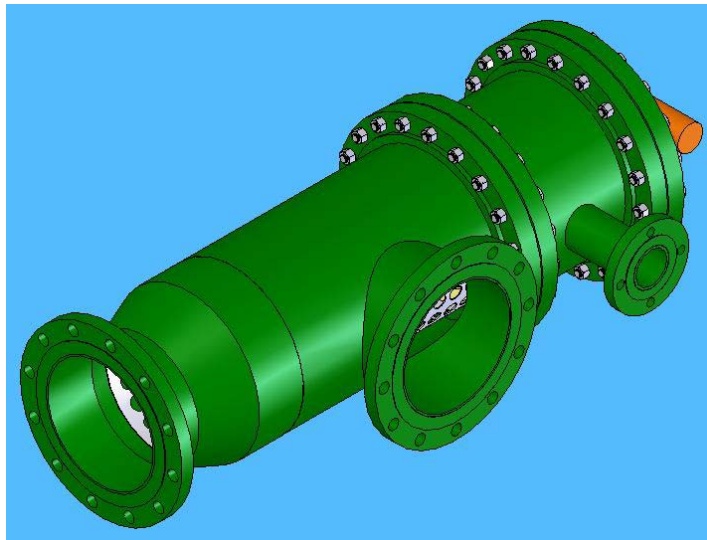


Figura 10.1 – Visão final do filtro

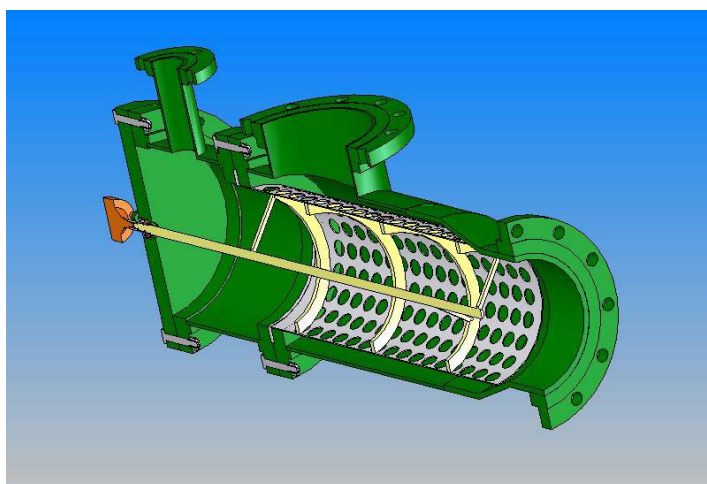


Figura 10.2 – Vista em corte do filtro

11. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] SHIGLEY, J. E., MISCHKE, C.R., BUDYNAS, R. G., 2004. “**Mechanical Engineering Design**”, McGrawHill, New York
- [2] NORTON, R. L., “**Projeto de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**”, Editora Bookman, Porto Alegre, 2004
- [3] GHIZZE, A. “**Manual do Encanador Industrial**”, Editora Ibrasa
- [4] SILVA TELLES, P. C. “**Vasos de Pressão**” Editora LTC
- [5] MACHADO, I. G., “**Soldagem e Técnicas Conexas: Processos**”, 1996
- [6] FOX, R. W., MCDONALD, A. T., “**Introdução à Mecânica dos Fluidos**”, quinta edição, LTC editora, 2001
- [7] Site **www.matweb.com.br**, 15 de outubro de 2004, 16h
- [8] Site **www.bosch.com.br**, 05 de novembro de 2004, 22h
- [9] Site **www.skf.com.br**, 10 de dezembro de 2004, 23h
- [10] **Catálogo Ashcroft**
- [11] **Catálogo Simrit**

APÊNDICE A – DESENHOS DOS COMPONENTES

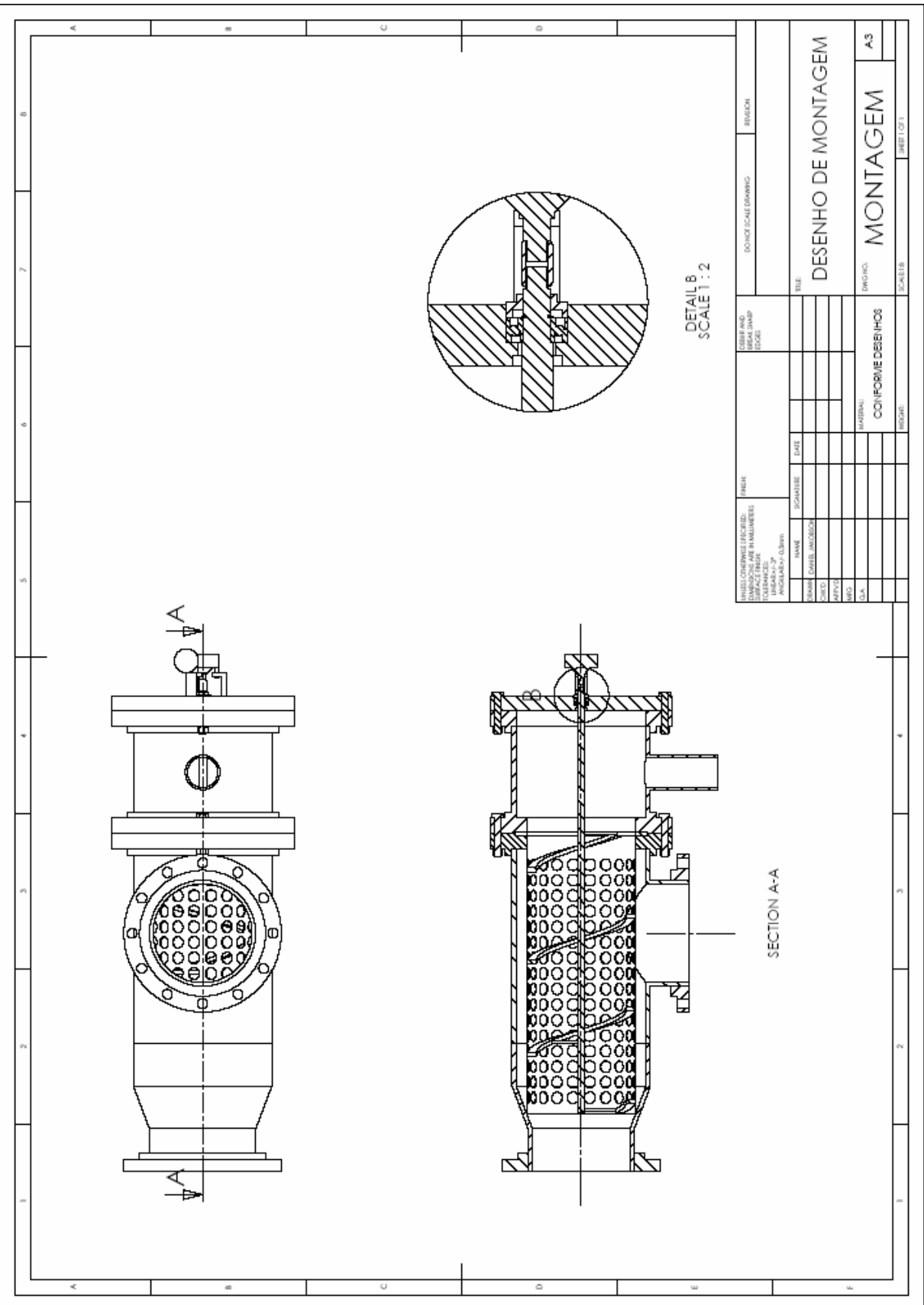


Figura A.1 – Desenho da montagem final

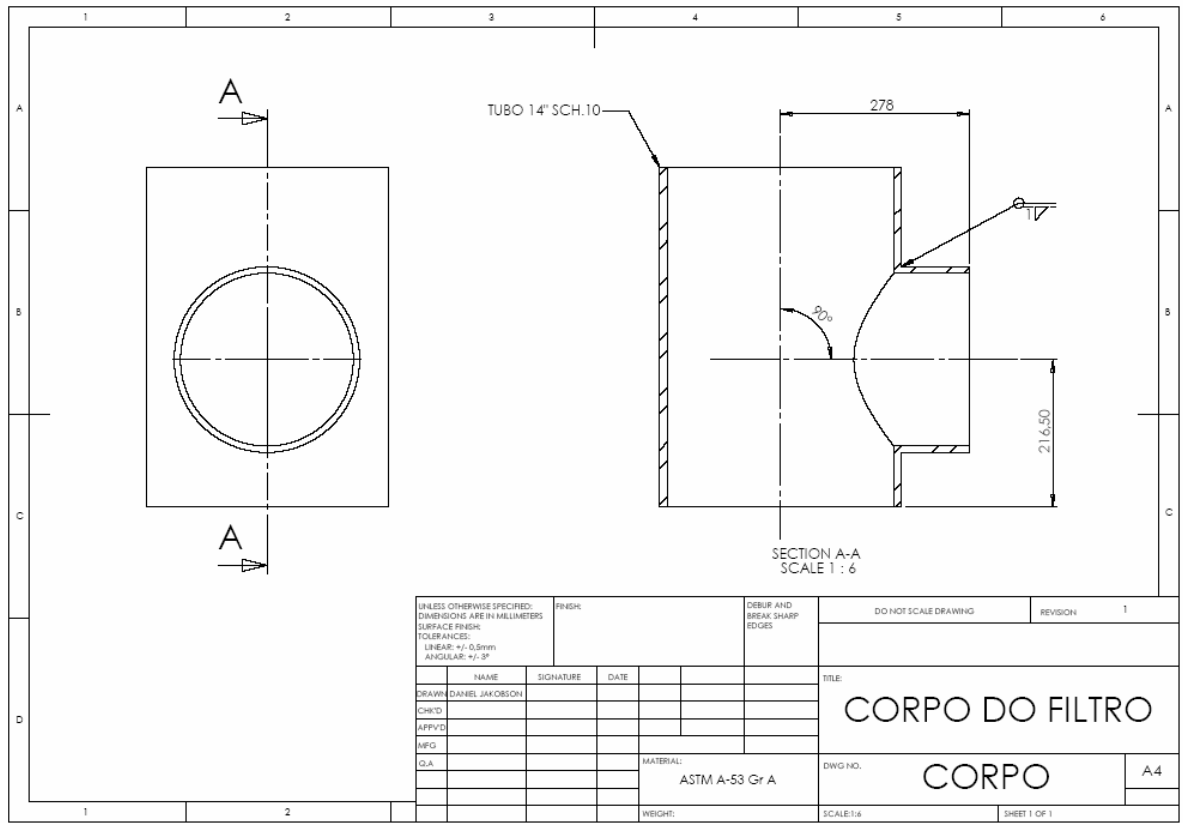


Figura A.2 – Desenho do corpo do filtro

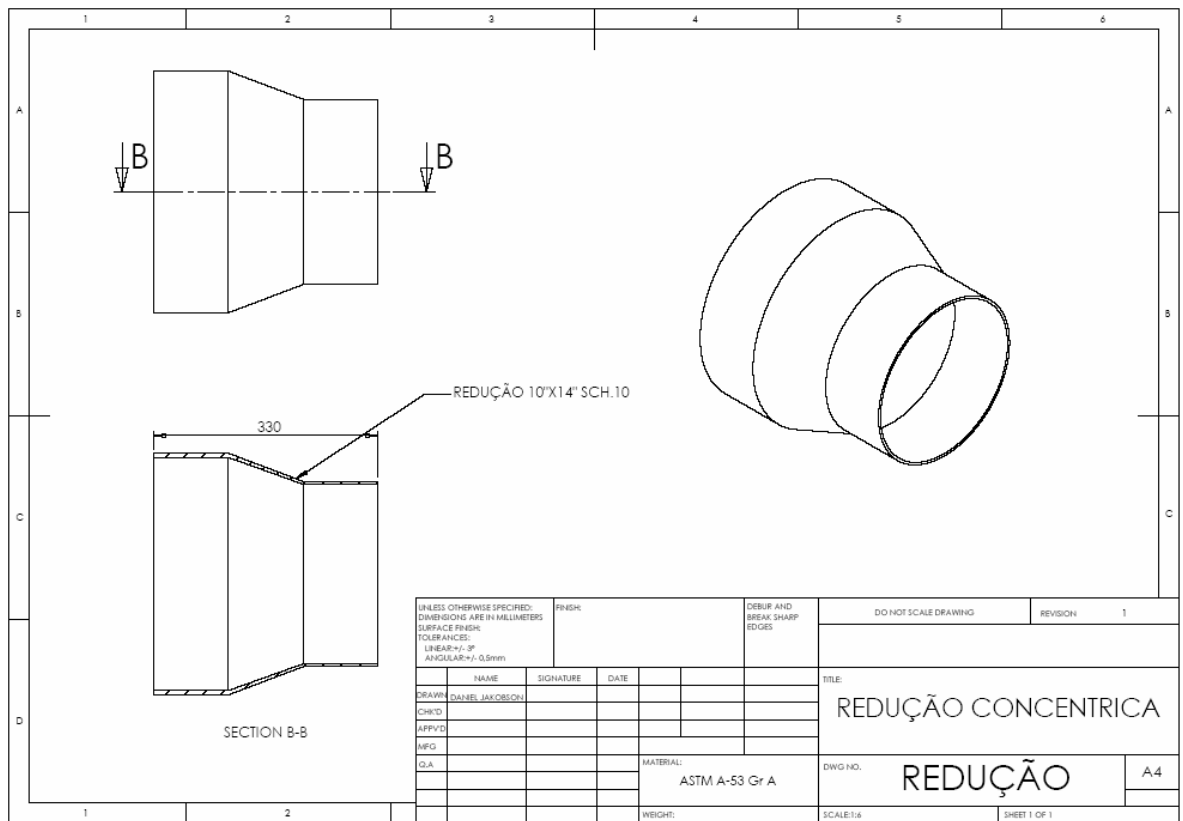


Figura A.3 – Desenho da redução concêntrica

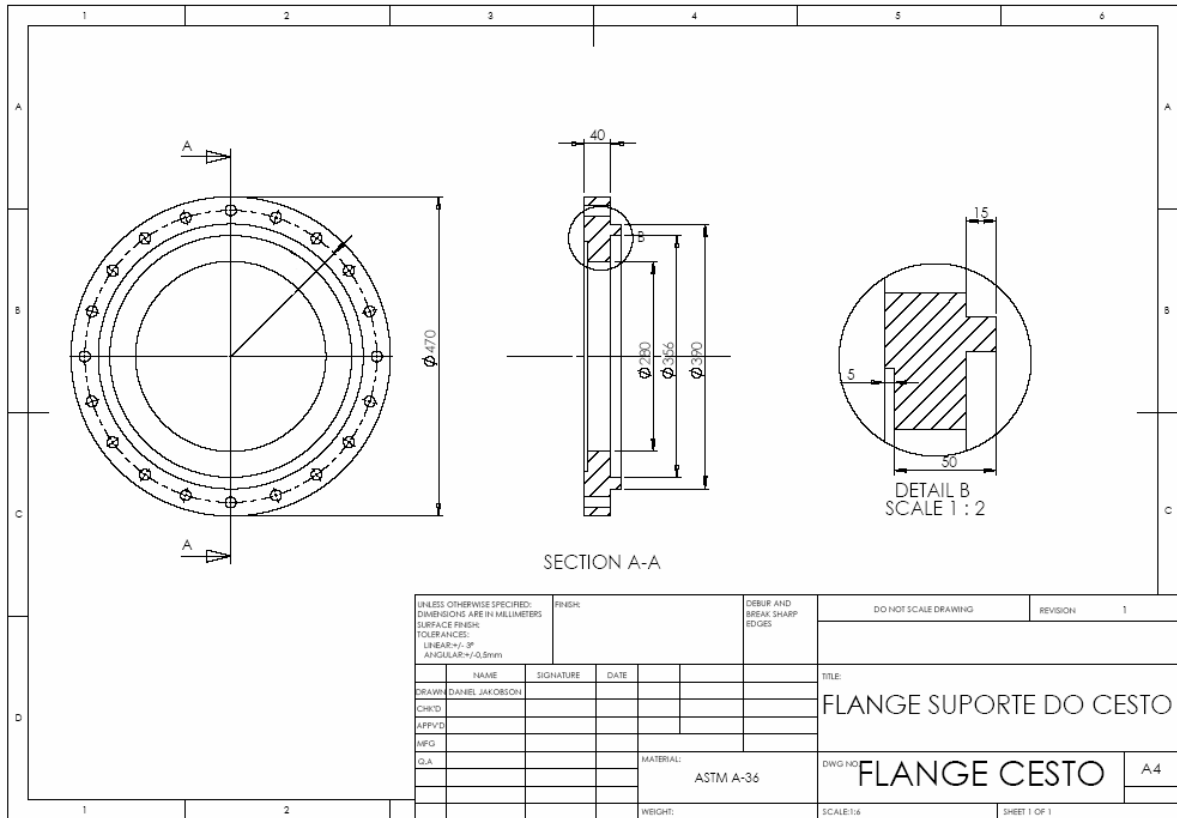


Figura A.4 – Desenho de flange com fixação para o cesto

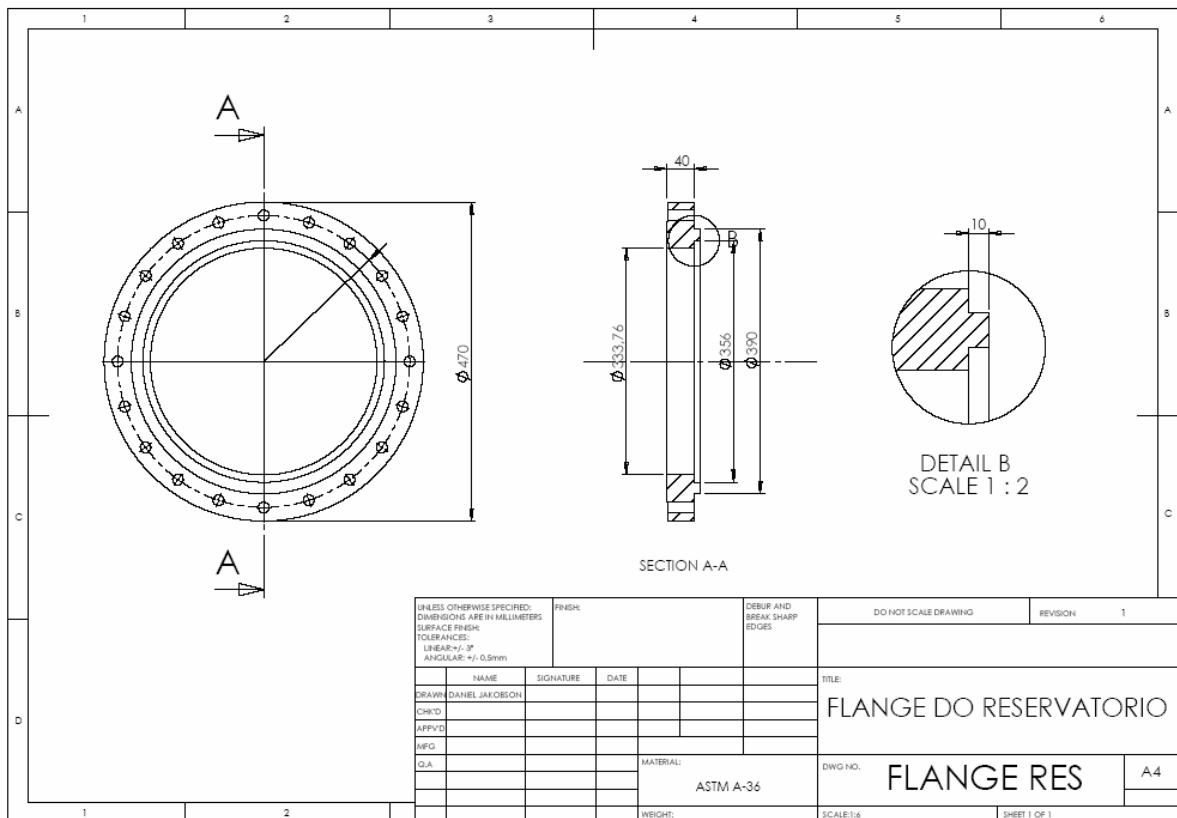


Figura A.5 – Desenho do flange do reservatório de purga

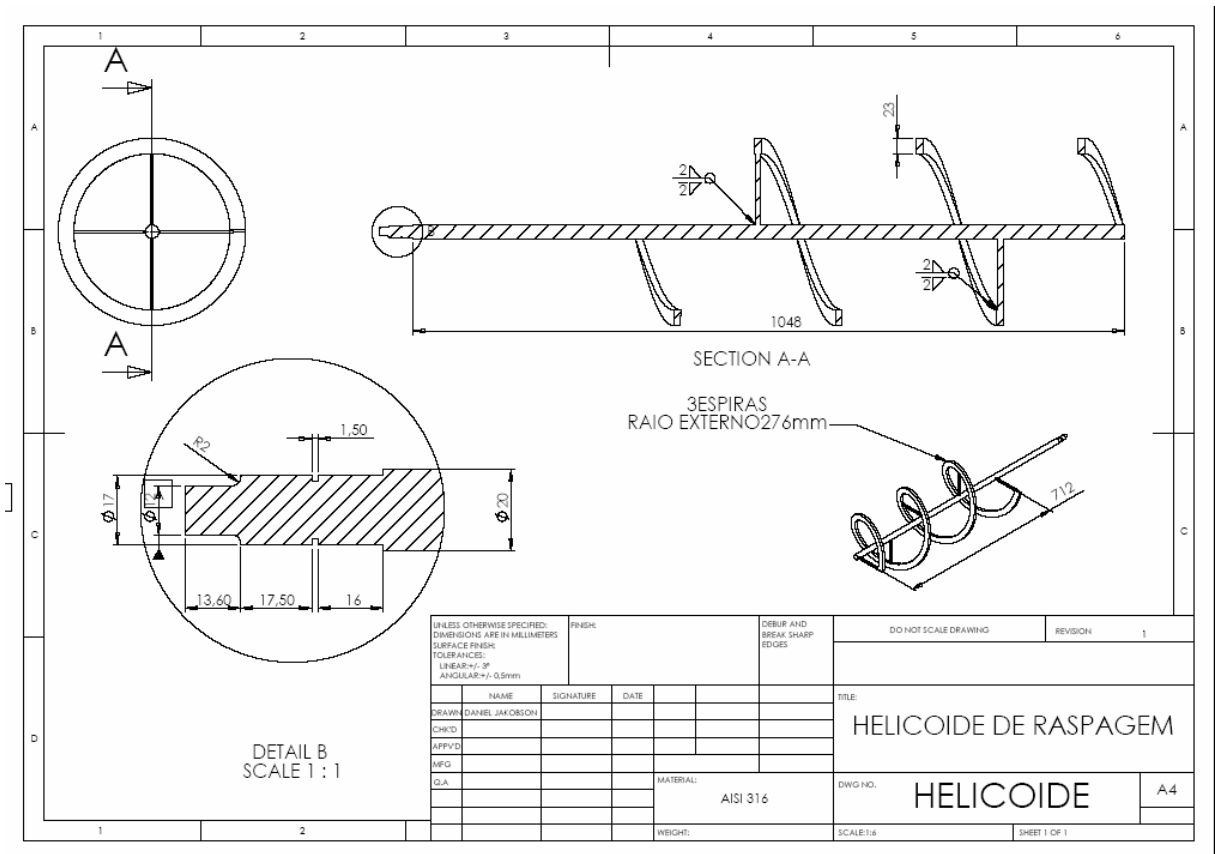


Figura A.6 – Desenho do helicóide

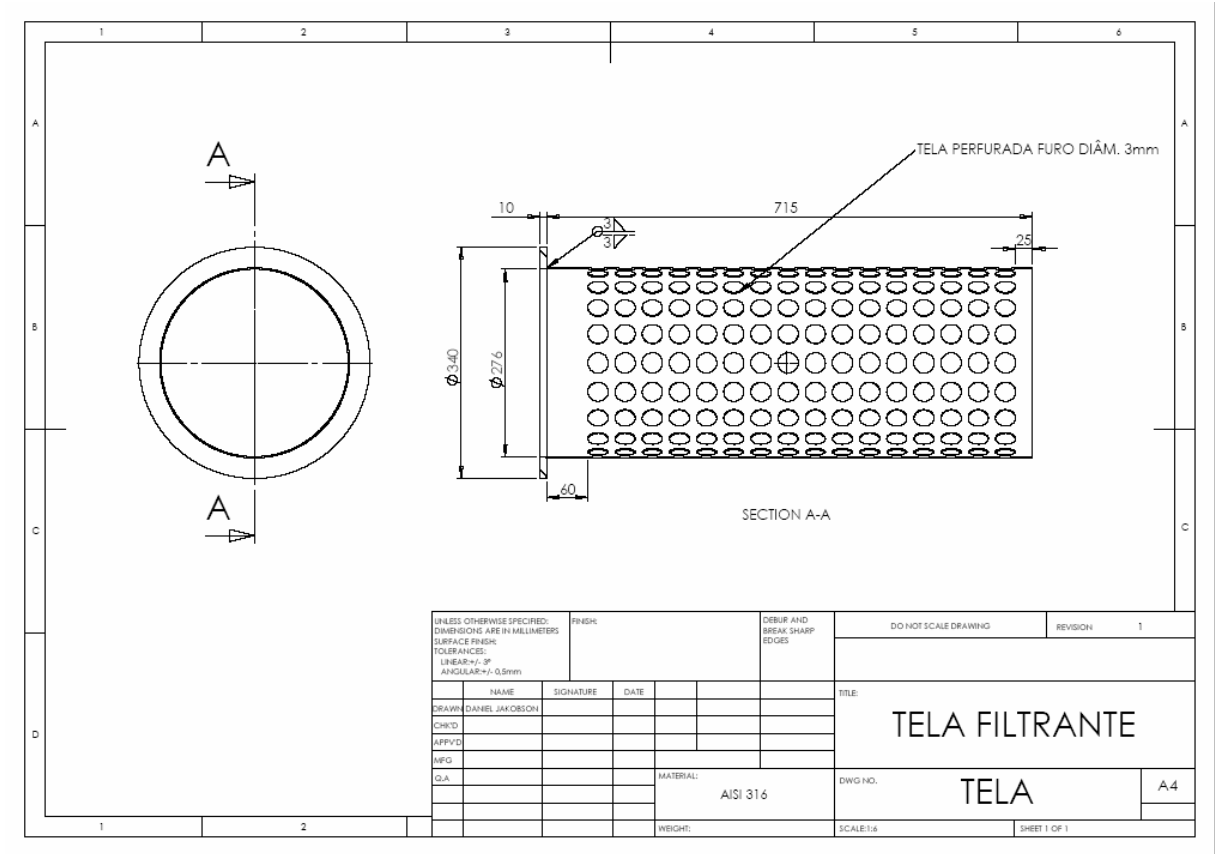


Figura A.7 – Desenho da tela filtrante

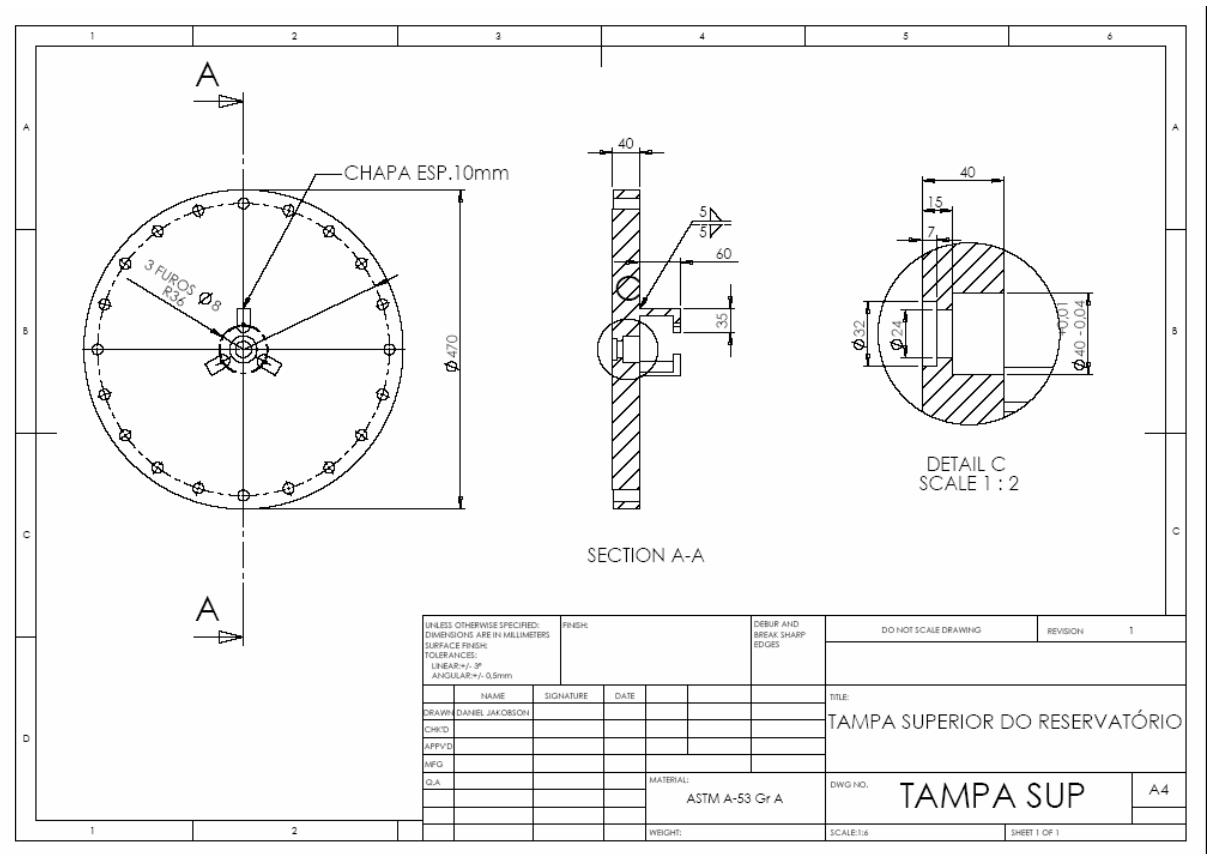


Figura A.8 – Desenho da tampa do reservatório de purga