



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Aeroespacial**

**Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação
Espacial**

Autor: Marcelo Silveira
Orientador: Paolo Gessini

Brasília, DF
2021



Marcelo Silveira

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

Monografia submetida ao curso de
graduação em Engenharia Aeroespacial
da Universidade de Brasília, como
requisito parcial para obtenção do Título
de Bacharel em Engenharia Aeroespacial

Orientador: Paolo Gessini

Co-Orientador: Domenico Simone

Brasília, DF
2021

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Silveira, Marcelo

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial
Marcelo Silveira Brasília: UnB, 2021. 177 p; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília

Faculdade do Gama, Brasília, 2021. Orientação: Paolo
Gessini e Domenico Simone

Palavras chave: Termo-vácuo, simulação espacial,
transferência de calor, radiação, FEA, CAD

CDU Classificação



Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

Marcelo Silveira

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Aeroespacial da Faculdade UnB Gama – FGA, da Universidade de Brasília, em 17 de Maio de 2021 apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof. Dr Paolo Gessini, UnB/ FGA
Orientador

Prof. Dr Domenico Simone, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr Gabriela Possa, UnB/ FGA
Membro Convidado

Brasília, DF
2021

Agradeço aos meus orientadores e à minha família pelo apoio fundamental ao longo do meu percurso e especialmente durante a realização desse trabalho.

RESUMO

Nos últimos anos a tecnologia de microssatélites se mostrou uma tecnologia disruptiva no setor espacial, em particular o desenvolvimento de *CubeSats*. Porém esses microssatélites precisam ser testados assim como satélites de maiores dimensões. Isso gera uma subutilização de sistemas existentes no Brasil, visto que as câmaras existentes são grandes demais para testar microssatélites de forma eficiente. Seria proveitoso o projeto e construção de uma câmara de simulação espacial para testar *CubeSats* dentro da Universidade de Brasília, é desejável que essa câmara de simulação espacial tenha outras aplicações além dos testes térmicos de *CubeSats*. Na primeira parte desse trabalho de conclusão de curso foram projetadas as placas térmicas de uma câmara de simulação espacial com duas propostas de design. Primeiramente foi feita uma análise teórica da transferência de calor por radiação, depois foram feitas modelagens computacionais por elementos finitos utilizando o software Ansys para analisar a transferência de calor e os efeitos estruturais acoplados à transferência de calor. A etapa seguinte foi o projeto de uma câmara de vácuo dentro da qual as placas térmicas são inseridas. Ao final, utilizou-se o software CATIA para elaborar um modelo detalhado da câmara de simulação espacial visando uma possível construção do sistema.

Palavras-chave: Termo-vácuo, simulação espacial, transferência de calor, radiação, FEA, CAD

ABSTRACT

In recent years the technology of microsattellites has shown itself to be a disruptive technology in the space sector, especially regarding the development of CubeSats. However, these microsattellites need to be tested just as well as its bigger counterparts. This need renders current space simulation systems underutilized, given that the systems currently available in Brazil are too big to test microsattellites efficiently. Therefore, it would be useful to design and build a space simulation system to test CubeSats in UnB, it would be desirable if this system could be used in other applications other than thermally testing microsattellites. In the first part of this thesis, the space simulation system's thermal plates were designed with two design proposals. Initially the heat transfer via radiation was calculated analytically, after that, a Finite Element Model was done using the software Ansys to analyze the heat transfer and the associated structural loads. The second part consist in the design and analysis of a vacuum chamber for the space simulation system using both Ansys and CATIA v5. In the end, both models were integrated using CATIA in order to simulate the assembly process.

Keywords: Thermal-vacuum, Heat transfer, Temperature, FEA

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 3.1, ilustração de uma fonte pontual.	6
Figura 3.2, ilustração do fator de vista entre duas superfícies	8
Figura 3.3, regiões de integração da geometria cilíndrica.	9
Figura 3.4, fluxo de radiação de uma fonte dentro da região.	10
Figura 3.5, ilustração da área iluminada pelo simulador solar.....	11
Figura 3.6, diagrama de fluxos de radiação na área 1	15
Figura 3.7, fluxo de massa necessário em função da temperatura inicial do nitrogênio.....	21
Figura 3.8, ilustração da geometria do exemplo.....	22
Figura 3.9, ilustração da geometria alternativa.....	22
Figura 3.10, sub-regiões de integração da geometria alternativa.....	23
Figura 3.11, ilustração do simulador solar na geometria alternativa.	25
Figura 3.12, fluxo de massa total necessário em função da temperatura inicial do nitrogênio.....	26
Figura 3.13, escoamento de Rayleigh aplicado ao escoamento de N ₂	27
Figura 4.1, condutividade térmica do nitrogênio em função da temperatura. ...	31
Figura 4.2, condutividade térmica do aço em função da temperatura.	32
Figura 4.3, temperatura no modelo.	34
Figura 4.4, influência da espessura na temperatura das superfícies.	35
Figura 4.5, erro térmico do modelo inicial.	37
Figura 4.6, temperatura média em função das emissividades.	38
Figura 4.7, temperatura na porta em função da emissividade interna.....	39
Figura 4.8, posicionamento da tubulação de nitrogênio.	41
Figura 4.9, tubos na superfície 2.	43
Figura 4.10, temperatura com fluxo de nitrogênio.	44
Figura 4.11, temperatura média em função das emissividades.	45
Figura 4.12, representação dos materiais aplicados na geometria.	48
Figura 4.13, malha base utilizada.....	50
Figura 4.14, entradas de nitrogênio.....	51
Figura 4.15, Temperatura média em função do número de nós.....	52
Figura 4.16, campo de temperatura calculado.	53
Figura 4.17, temperatura do nitrogênio nos tubos.....	54

Figura 4.18, temperatura na placa 2.	55
Figura 4.19, temperatura calculada para a operação a alta temperatura	56
Figura 4.20, ilustração da geometria alternativa.....	57
Figura 4.21, malha base gerada para a análise computacional.	59
Figura 4.22, temperatura interna sem fluxo de nitrogênio.	61
Figura 4.23, temperatura interna com fluxo de nitrogênio.	63
Figura 4.24, distribuição de temperatura para o funcionamento em alta temperatura.....	64
Figura 4.25, comparação de temperatura em função do tempo para os dois diâmetros de tubo.....	65
Figura 5.1, ilustração da deformação das placas térmicas durante funcionamento a frio.	68
Figura 5.2 ilustração da deformação das placas térmicas durante funcionamento a quente.	69
Figura 5.3, resultados de erro estrutural máximo da análise estrutural. Escala exponencial.	70
Figura 5.4, distribuição de tensão equivalente máxima.....	71
Figura 5.5, deformação total das placas térmicas para os casos frio e quente.	73
Figura 5.6, resultados de erro estrutural máximo da análise estrutural. Escala exponencial.	74
Figura 5.7, distribuição de tensão equivalente máxima.....	75
Figura 6.1, ilustração da geometria da câmara de vácuo.....	77
Figura 6.2, ilustração da transformação da pressão no flange para pressão no tubo	78
Figura 6.3, condições de contorno do modelo estrutural.....	79
Figura 6.4, deformação total da câmara de vácuo.	80
Figura 6.5, distribuição de tensão equivalente na câmara de vácuo.....	81
Figura 6.6, distribuição de deformação da câmara de vácuo.	82
Figura 6.7, erro relativo em função da quantidade de elementos da malha.	83
Figura 6.8, distribuição de forças axiais nas colunas e vigas.	84
Figura 6.9, distribuição de momento fletor nas colunas e vigas da câmara.	86
Figura 6.10, tensão combinada nas colunas e vigas.....	87
Figura 6.11, seleção de formas modais da estrutura.	91
Figura 6.12, diagrama de resistência térmica da parede da câmara de vácuo.	92

Figura 6.13, distribuição de temperatura na câmara de vácuo par o caso frio.	94
Figura 6.14, distribuição de temperatura na câmara de vácuo par o caso quente.	95
Figura 6.15, ilustração de um modelo de apoio proposto.....	96
Figura 6.16, deformação total do apoio e tensões equivalentes na estrutura do apoio.	97
Figura 6.17, distribuição de temperatura do suporte.	98
Figura 6.18, ilustração da região de integração.	99
Figura 6.19, resultados de temperatura e deformação do suporte proposto. .	101
Figura 7.1, concepção artística da câmara construída.	102
Figura 7.2, representação do modelo das placas térmicas com um plano de corte para clareza.....	106
Figura 7.3, placas térmicas na configuração externa.	107
Figura 7.4, placa térmica da porta com a tubulação de nitrogênio.	108
Figura 7.5, vista lateral da câmara de vácuo com anotações nos elementos principais.	109
Figura 7.6, ilustração das placas térmicas instaladas na câmara de vácuo...	111
Figura 7.7, roteamento dos cabos dentro da câmara de vácuo.	112
Figura 7.8, ilustração da conexão de nitrogênio da câmara de vácuo.	113
Figura 7.9, vista frontal da porta da câmara mostrando as modificações necessárias.	114
Figura 7.10, concepção artística dos termopares na placa da porta.	115
Figura 7.11, ilustração da bancada durante a montagem da câmara.	116
Figura 7.12, ergonomia da manipulação de componentes com espaço restrito.	118
Figura 7.13, iluminação de um cubesat fora das dimensões previstas com e sem a lente.	119
Figura 7.14, ilustração da barra de reforço dos bogies proposta.	120

SUMÁRIO

1	Introdução	1
2	Requisitos	2
2.1	Aplicações previstas.....	2
2.2	Lista de requisitos	3
3	Embasamento teórico térmico	4
3.1	Estudo dos fatores de vista	5
3.1.1	Fontes pontuais.....	6
3.1.2	Fatores de vista entre superfícies	8
3.2	Temperatura e fluxo de calor.....	9
3.2.1	Fluxo de calor refletido	13
3.2.2	Fluxo de calor em cada superfície.....	15
3.2.3	Dimensionamento da demanda de nitrogênio líquido	18
3.2.4	Funcionamento em alta temperatura.....	19
3.3	Geometria alternativa	22
3.4	Dimensionamento da tubulação	27
4	Modelagem térmica computacional	31
4.1	Propriedades dos materiais.....	31
4.1.1	Nitrogênio.....	31
4.1.2	Aço 304	32
4.2	Modelos iniciais	33
4.2.1	Influência da emissividade	38
4.2.2	Refrigeração por nitrogênio	41
4.2.3	Consideração sobre a mudança de fase do nitrogênio	46
4.3	Geometria cilíndrica.....	48
4.3.1	Condições de contato e malha	49
4.3.2	Condições de contorno.....	51

4.3.3	Resultados	52
4.3.4	Simulação de funcionamento em alta temperatura	55
4.4	Geometria alternativa	57
4.4.1	Condições de contato e malha	57
4.4.2	Condições de contorno.....	60
4.4.3	Análise inicial.....	61
4.4.4	Implementação do fluxo de nitrogênio.....	62
4.4.5	Simulação de funcionamento em alta temperatura	64
4.5	Análise transiente.....	65
5	Modelagem Estrutural.....	66
5.1	Geometria cilíndrica.....	67
5.1.1	Resultados de deformação das placas térmicas	68
5.1.2	Resultados dos esforços	69
5.2	Geometria Alternativa.....	72
5.2.1	Resultados de deformação das placas térmicas	72
5.2.2	Resultados dos esforços	74
6	Projeto da Câmara de Vácuo.....	76
6.1	Análise estrutural.....	77
6.1.1	Condições de contorno.....	77
6.1.2	Resultados de deformação e esforços.	80
6.1.3	Resultados das colunas e vigas	84
6.1.4	Análise de flambagem	88
6.1.5	Análise modal.....	90
6.1.6	Análise térmica.....	92
6.2	Modelagem dos suportes	96
6.2.1	Proposta alternativa de suporte.....	99
7	Modelagem CATIA.....	102

7.1	Placas térmicas	105
7.1.1	Placa da porta	108
7.2	câmara de vácuo	108
7.2.1	Flanges e janelas de acesso.	109
7.2.2	Apoios e componentes internos	110
7.2.3	Cabeamento interno	112
7.2.4	Tubulação de Nitrogênio	113
7.2.5	Porta.....	114
7.2.6	Bancada	115
7.3	Procedimentos de montagem.....	116
7.3.1	Ergonomia da montagem	118
7.4	Melhorias Propostas.....	119
8	Conclusão e Comentários finais	121
9	Bibliografia	123
10	Anexos.....	126
10.1	Algoritmo de cálculo – Mathematica	126
10.2	Propriedades dos materiais.....	136
10.2.1	Aço 304	136
10.2.2	Nitrogênio	137
10.3	Desenhos técnicos.....	138

1 INTRODUÇÃO

O ambiente espacial apresenta diversos desafios ao funcionamento de um componente, os principais são a microgravidade, o vácuo espacial, a grande amplitude térmica e a radiação ionizante (FINCKENOR e GROH, 2018) . O foco desse projeto é o desenvolvimento de um sistema que consiga simular o vácuo espacial e a amplitude térmica, o vácuo do espaço pode ser simulado utilizando uma câmara de vácuo, porém para simular a amplitude térmica necessária um equipamento especial, uma câmara de termo-vácuo (ALMEIDA, PANISSI e SANTOS, 2016).

Uma câmara de termo-vácuo consiste de um conjunto de placas com temperatura controlada dentro de uma câmara de vácuo. Essas placas são resfriadas com nitrogênio para atingir temperaturas próximas à temperatura de fundo do espaço. As placas também podem ser aquecidas com nitrogênio aquecido caso seja necessário. Algumas câmaras também possuem uma lâmpada capaz de simular a intensa luz solar encontrada no espaço, tais câmaras também são chamadas de simuladores espaciais.

O Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE) possui diversas câmaras vácuo-térmicas para testes de componentes espaciais relativamente pequenos até satélites de grande porte (INPE, 2009) . Porém as câmaras existentes são maiores do que o necessário para o teste de microssatélites, conseqüentemente o custo de operação das câmaras existentes pode ser proibitivo para testar microssatélites. Portanto o projeto – e potencial construção – de uma câmara de dimensões menores pode ser benéfico, se essa câmara projetada tiver múltiplas aplicações os benefícios seriam ainda maiores. Essa é a motivação central para o projeto de uma câmara de simulação espacial de pequenas dimensões.

2 REQUISITOS

A câmara pode ser adaptada para testes de vácuo não térmico pela remoção das placas térmicas e possível substituição dos acessos laterais (fechados com flanges) por espias conforme a necessidade do teste, por exemplo de um propulsor elétrico.

2.1 APLICAÇÕES PREVISTAS

- Testes de integração de pequenos componentes espaciais e microsatélites (CubeSats);
- Qualificação de materiais espaciais e análise de propriedades térmicas de materiais no vácuo
- Testes de pequenos propulsores elétricos em ambiente de vácuo
- Testes de pequenos propulsores elétricos em ambiente espacial simulado

Tabela 2.1, modos de funcionamento

Modo de operação	Vácuo	LN2 ou GN2 frio	GN2 aquecido	Luz solar
Vácuo simples	Alto			
Vácuo frio	Alto	X		
Vácuo quente	Alto		X	
Ciclo térmico	Alto	X	X	
Simulação espacial	Alto	X	X	X

2.2 LISTA DE REQUISITOS

- Diâmetro de 50 cm para acomodar um CubeSat 3U com folga
- Gerar um ambiente de alto vácuo (entre 10^{-1} e 10^{-5} Pa)
- Gerar um alcance térmico entre -150°C e 150°C
- Portas de acesso para dados, potência elétrica e fluidos para o corpo de teste dentro da câmara durante a operação
- O sistema deve ter 5 modos de operação
 - 1) Vácuo simples, sem variação térmica
 - 2) Vácuo frio
 - 3) Vácuo quente (*bakeout*)
 - 4) Ciclagem térmica
 - 5) Simulação espacial
- A temperatura externa não deve exceder 60°C durante a operação à quente por motivos de segurança.
- As placas térmicas devem ser removíveis para maior flexibilidade

3 EMBASAMENTO TEÓRICO TÉRMICO

A primeira parte desse trabalho é o projeto das placas térmicas. Como é de se esperar pelo nome do componente, o principal parâmetro desse componente é a temperatura, portanto devemos começar com o dimensionamento térmico das placas. O dimensionamento térmico consiste em calcular o balanço do fluxo de energia entre as placas térmicas, o ambiente ao redor e o objeto sendo testado dentro da câmara.

Existem três mecanismos de troca de calor, condução, convecção e radiação. A condução é o mecanismo de troca de calor devido ao contato entre dois objetos de temperatura diferente. A quantidade de calor trocada entre os objetos depende da geometria dos objetos, das propriedades dos materiais e da diferença de temperatura. Esse fenômeno também ocorre em fluidos por meio da colisão entre partículas.

A convecção é a troca de calor entre um sólido e um fluido em movimento. O fluido não precisa estar em movimento inicialmente porque quando um fluido é aquecido ele expande e essa expansão gera uma força de flutuação no fluido, puxando o fluido aquecido para cima. Essa força de flutuação atuando no fluido gera um escoamento de forma natural. As placas térmicas estão em um ambiente de vácuo, portanto não há convecção.

A radiação é a troca de calor por meio de emissão de ondas eletromagnéticas, como luz infravermelha por exemplo, e a quantidade de calor emitido é proporcional à temperatura da superfície que emite essa radiação. Esse mecanismo não precisa de contato ente os objetos, nem de um meio entre eles, para ocorrer a troca de calor por radiação entre duas superfícies é necessário apenas que a radiação emitida por uma superfície atinja a outra. Para isso existe o conceito de fator de vista.

O fator de vista da superfície 1 para a superfície 2 é o parâmetro que mede qual a parte da radiação emitida pela superfície 1 atinge a superfície 2. O cálculo desse parâmetro depende apenas da geometria das superfícies.

3.1 ESTUDO DOS FATORES DE VISTA

O fator de vista entre duas superfícies é calculado pela equação abaixo: (ÇENGEL e GHAJAR, 2015)

$$F_{A_1 \rightarrow A_2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_2} \int_{A_1} \frac{\cos \theta_1 \cos \theta_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (3.1.1)$$

O fator de vista depende da geometria da superfície que emite a radiação, da geometria da superfície que absorve a radiação e da distância entre elas. Existem tabelas de fatores de vista para diversas (HOWELL, 2010), porém para geometria mais intrincadas recomenda-se a solução das equações acima.

O fluxo de calor de uma superfície a outra é dado por:

$$\dot{Q}_{A_1 \rightarrow A_2} = \dot{Q}_{A_1} F_{A_1 \rightarrow A_2} \quad (3.1.2)$$

Em um espaço fechado, a soma dos fatores de vista em um corpo é igual a um. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015)

$$\sum_{j=1}^N F_{i \rightarrow j} = 1 \quad (3.1.3)$$

3.1.1 Fontes pontuais

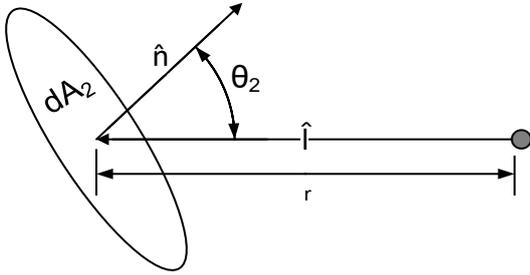


Figura 3.1, ilustração de uma fonte pontual.

Podemos simplificar a equação geral dos fatores de vista para uma fonte pontual. Da bibliografia, temos que o fator de vista para uma fonte pontual pode ser calculado de forma simplificada pela equação (3.1.4) abaixo (ÇENGEL e GHAJAR, 2015). Em que θ_2 é o ângulo de incidência do fluxo de radiação, r é a distância ente o elemento de superfície

dA_2 e a fonte pontual, conforme ilustrado na figura 3.1.

$$F_{ponto \rightarrow A_2} = \int_{dA} \frac{\cos(\theta_2)}{\pi r^2} dA_2 \quad (3.1.4)$$

Porém, é conveniente o uso de uma notação vetorial ao invés da utilizada. O cálculo do ângulo de incidência é feito rapidamente através de um produto escalar entre o fluxo luminoso e o vetor normal da superfície. Temos então que descrever o campo vetorial do fluxo luminoso no sistema de coordenadas adequado, no caso um sistema cartesiano. O primeiro passo é descrever o vetor da distância entre dois pontos em coordenadas:

$$\vec{l} = (x_1 - x_2)\hat{x} + (y_1 - y_2)\hat{y} + (z_1 - z_2)\hat{z} \quad (3.1.5)$$

Podemos descrever o campo de fluxo luminoso \vec{f} de uma fonte de radiação com essa distância. A definição utilizada funciona para qualquer tipo de fonte de radiação, inclusive superfícies.

$$\vec{f} = \frac{\vec{l}}{4 \pi |\vec{l}|^3} \quad (3.1.6)$$

Podemos então reescrever a equação (3.1.4) na forma vetorial.

$$F_{ponto \rightarrow A_2} = \int_{A_2} \left(\frac{\vec{l}}{4 \pi |\vec{l}|^3} \right) \cdot \vec{n}_2 dA_2 \quad (3.1.7)$$

O passo seguinte do cálculo dos fatores de vista é a extração das regiões de integração. Podemos separar a geometria das placas térmicas em subcomponentes

mais simples (ÇENGEL e GHAJAR, 2015). Depois, devemos obter o conjunto de equações que descreve cada uma das superfícies da geometria do problema e utilizar essas equações como os limites de integração na equação (3.1.7).

A integral resultante para o cálculo do fator de vista e uma fonte pontual é uma integral tripla que pode ser trabalhosa para desacoplar as variáveis. Portanto uma solução numérica é mais apropriada e menos propensa a erros de aritmética, porém o uso de uma solução numérica exige uma análise de qualidade. Outra forma é executar uma longa revisão bibliográfica em busca das soluções analíticas entre o par de geometrias adequado para o problema. (HOWELL, 2010)

Uma boa forma de verificar a qualidade de uma solução numérica para as fontes pontuais é aplicar a equação (3.1.3), isso é a condição de “estanqueidade de luz” ou seja, não há luz escapando de uma superfície fechada nem há luz que não atinge a superfície.

A potência da lâmpada, P_{sol} , pode ser estimada ao multiplicar a área iluminada pela intensidade de fluxo solar G_{sol} .

$$P_{sol}[W] = G_{sol} [W m^{-2}] A_{iluminada} [m^2] \quad (3.1.8)$$

O fluxo de radiação solar tem intensidade próxima de 1366 W/m^2 na órbita terrestre (ÇENGEL e GHAJAR, 2015, p. 743) (NASA, 2008), vamos calcular como sendo 1400 W/m^2 para ter uma margem de segurança.

3.1.2 Fatores de vista entre superfícies

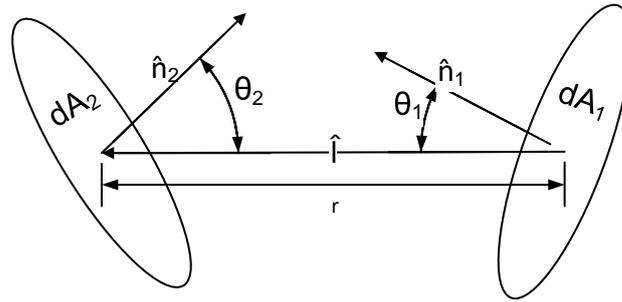


Figura 3.2, ilustração do fator de vista entre duas superfícies

Assim como nas fontes pontuais, podemos descrever o fator de vista de forma vetorial. Podemos substituir os cossenos por produtos escalares entre vetores unitários e a distância r pela norma do vetor distância (\vec{l}) conforme ilustração acima.

Note que os vetores utilizados nos produtos escalares são vetores unitários.

$$F_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{A_1} \int_{A_2} \int_{A_1} \frac{(\hat{n}_1 \cdot \hat{l})(\hat{n}_2 \cdot \hat{l})}{\pi |\vec{l}|^2} dA_1 dA_2 \quad (3.1.9)$$

O procedimento de solução dessa integral é o mesmo que o utilizado para as fontes pontuais, a diferença é a complexidade das equações resultantes. Existem catálogos com as fórmulas para os fatores de vista entre geometrias simples, (HOWELL, 2010) porém algumas geometrias exigem a solução da equação da integral ou a decomposição em muitas geometrias pequenas. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015)

3.2 TEMPERATURA E FLUXO DE CALOR

Conforme descrito no item anterior, o primeiro passo é descrever os limites de integração da geometria. Vamos considerar que as placas térmicas englobam um cilindro com 500 mm de diâmetro e 800 de comprimento. Esse cilindro possui um corte para uma espia circular com diâmetro nominal de 140mm. Sendo assim, podemos descrever as placas térmicas em 4 sub-regiões ilustradas na figura abaixo.

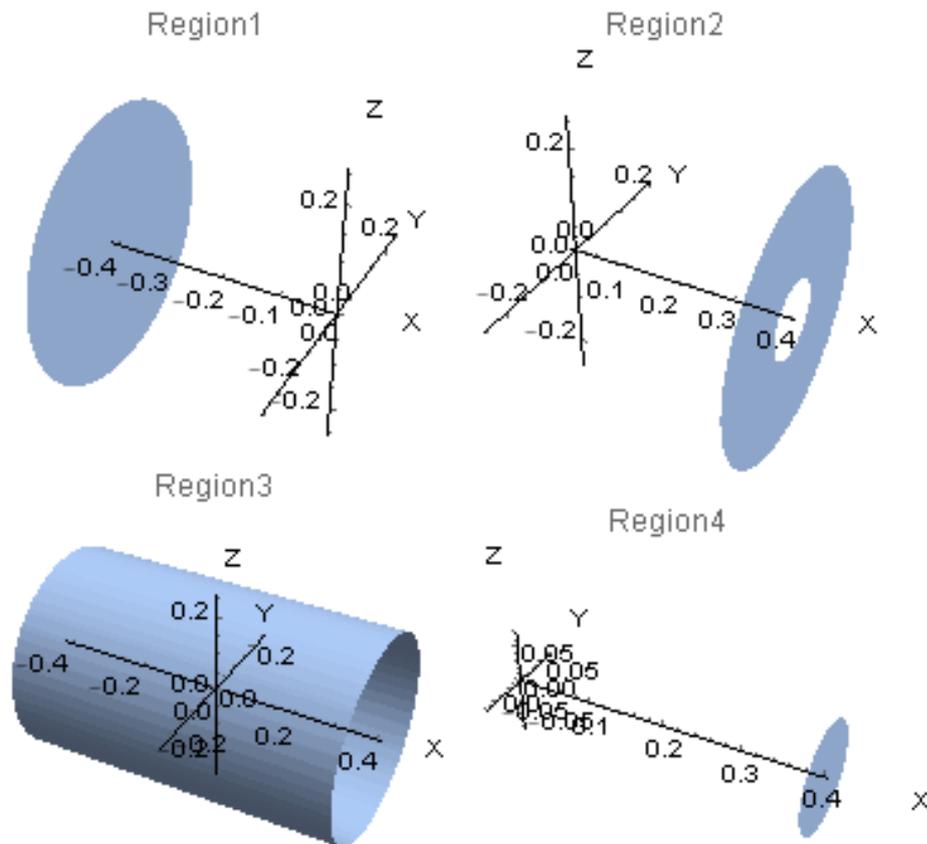


Figura 3.3, regiões de integração da geometria cilíndrica.

A região 1 consiste na placa plana circular da porta; a região 2 compreende a placa anular do fundo, o furo no centro tem como função permitir a passagem da luz do simulador solar; a região 3 consiste em uma placa cilíndrica de 500mm de diâmetro e 800 de comprimento. Note que a região 4 (*espia*) é uma região virtual, ela é mantida apenas para verificação dos cenários. Se considerarmos a espia, temos uma região fechada então a soma dos fatores de vista é igual a 1.

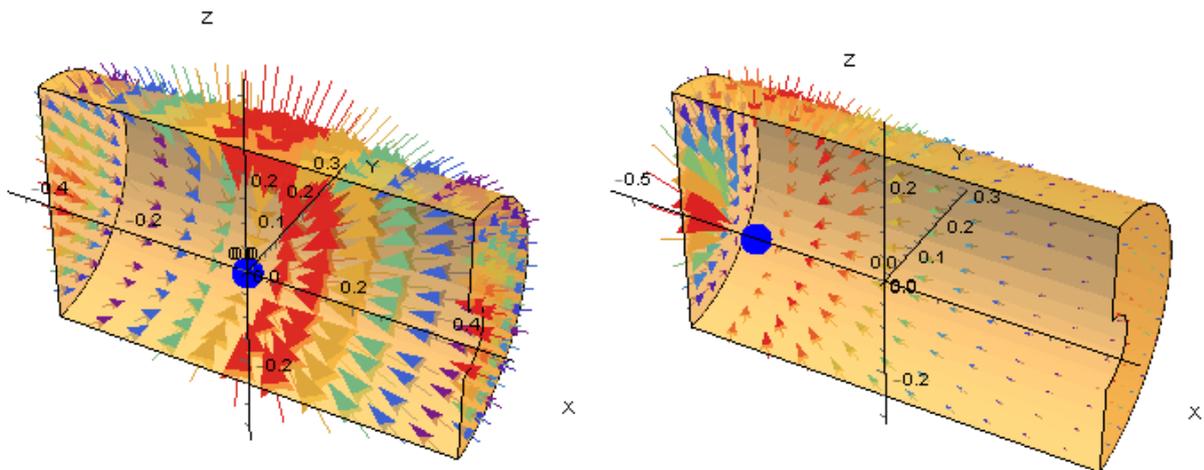


Figura 3.4, fluxo de radiação de uma fonte dentro da região.

Na figura 3.4, temos os fluxos de radiação de uma fonte pontual no centro da região e outra fonte deslocada ao longo do eixo x (que também é o eixo do cilindro). O modelo também é capaz de calcular o fluxo de radiação para uma fonte pontual em qualquer posição dentro da geometria analisada. O modelo simplesmente aplica a equação (3.1.7) na região de integração apropriada. A tabela abaixo apresenta os valores dos fatores de vista entre a fonte pontual e cada uma das superfícies, $F_{p \rightarrow \#}$

Tabela 3.1, fatores de vista para fonte pontual coaxial.

Deslocamento em x [m]	$F_{p \rightarrow 1}$	$F_{p \rightarrow 2}$	$F_{p \rightarrow 3}$	$F_{p \rightarrow 4}$
0	0,0760008	0,0685161	0,847998	0,00748477
-0,25	0,242752	0,0304528	0,723921	0,00287443

Para a fonte pontual do simulador solar a integração é feita nas regiões contidas em um cone de luz, o qual é coaxial ao cilindro e possui vértice deslocado 15cm da base do cilindro. O ângulo do cone de luz é tal que sua base engloba toda a região 1. Sendo assim, podemos calcular o fluxo de radiação na região apropriada. A iluminação do cone de luz é ilustrada na figura 3.5. A delimitação da região iluminada pelo cone de luz é fundamental para obter a região de integração para o cálculo do fator de vista entre as placas iluminadas e o simulador solar.

Os fatores de vista devem ser normalizados porque a fonte pontual emite apenas dentro do cone de luz e não em todas as direções. O fato de toda a luz emitida

passar pela região 4 facilita muito essa normalização pois podemos dividir os outros fatores de vista pelo fator de vista entre o simulador dólár e a espia, $F_{S \rightarrow 4}$.

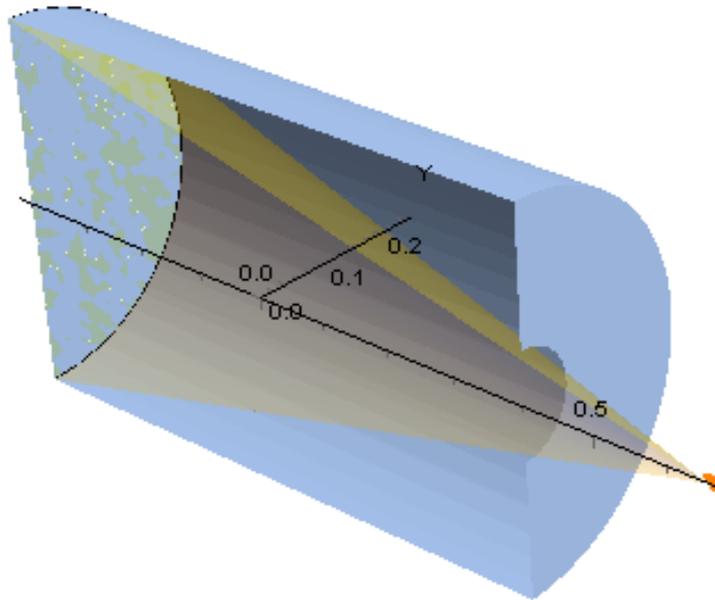


Figura 3.5, ilustração da área iluminada pelo simulador solar.

Se lembrarmos que toda a luz emitida pelo simulador solar passa por essa espia e com orientação inversa, temos que o fator de vista $F_{\text{ponto} \rightarrow \text{espia}}$ é igual a -1. Podemos utilizar essa propriedade para normalizar os fatores de vista

$$F_{S \rightarrow n} = \frac{F_{S \rightarrow n}}{-F_{S \rightarrow 4}} \quad (3.2.1)$$

Essa normalização implica que toda a luz emitida pela fonte pontual ilumina as placas internas porque toda a radiação emitida pela fonte pontual passa pela janela.

Tabela 3.2, fatores de vista para fonte de luz fora da geometria.

$F_{S \rightarrow 1}$	$F_{S \rightarrow 2}$	$F_{S \rightarrow 3}$	$F_{S \rightarrow 4}$
1	0	0	-1

A fonte de luz deve ser capaz de gerar um fluxo de radiação de até 1400 W/m², portanto existe um balanço a ser feito. Se o cone de luz for muito aberto, isso implica em uma lâmpada de maior potência mas se o cone for estreito demais pode haver problemas na simulação da luz solar. Uma possibilidade é dimensionar o sistema de forma que a lâmpada ilumine o mínimo possível a superfície cilíndrica.

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

Como a geometria é composta por 4 superfícies, então a matriz de fatores de vista tem dimensão 4x4. Podemos simplificar o problema utilizando as propriedades dos fatores de vista (ÇENGEL e GHAJAR, 2015) antes de resolver as integrais.

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_{1 \rightarrow 1} & F_{1 \rightarrow 2} & F_{1 \rightarrow 3} & F_{1 \rightarrow 4} \\ F_{2 \rightarrow 1} & F_{2 \rightarrow 2} & F_{2 \rightarrow 3} & F_{2 \rightarrow 4} \\ F_{3 \rightarrow 1} & F_{3 \rightarrow 2} & F_{3 \rightarrow 3} & F_{3 \rightarrow 4} \\ F_{4 \rightarrow 1} & F_{4 \rightarrow 2} & F_{4 \rightarrow 3} & F_{4 \rightarrow 4} \end{bmatrix} \quad (3.2.2)$$

Os termos $F_{1 \rightarrow 1}$, $F_{2 \rightarrow 2}$ e $F_{4 \rightarrow 4}$ são iguais a zero porque as regiões 1, 2 e 4 são planas, logo não apresentam autoradiação. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015, p. 770) Temos também que as regiões 2 e 4 são coplanares, então $F_{2 \rightarrow 4}$ e $F_{4 \rightarrow 2}$ também são iguais a zero.

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} 0 & F_{1 \rightarrow 2} & F_{1 \rightarrow 3} & F_{1 \rightarrow 4} \\ F_{2 \rightarrow 1} & 0 & F_{2 \rightarrow 3} & F_{2 \rightarrow 4} \\ F_{3 \rightarrow 1} & F_{3 \rightarrow 2} & F_{3 \rightarrow 3} & F_{3 \rightarrow 4} \\ F_{4 \rightarrow 1} & 0 & F_{4 \rightarrow 3} & 0 \end{bmatrix} \quad (3.2.3)$$

Podemos utilizar também a relação de reciprocidade (ÇENGEL e GHAJAR, 2015, p. 770) para reduzir a quantidade de integrais necessárias de 12 para 7.

$$F_{j \rightarrow k} A_j = F_{k \rightarrow j} A_k \quad (3.2.4)$$

Os procedimentos para solucionar as integrais do fator de vista são descritos na seção 3.1. Aplicando tais procedimentos nas regiões 1 a 4 temos:

Tabela 3.3, fatores de vista para a geometria cilíndrica com espia.

F	→1	→2	→3	→4	Erro
1→	0	0,0753211	0,917531	0,00693102	0,00021688
2→	0,0817286	0	0,914824	0	0,0034474
3→	0,143364	0,131735	0,712734	0,0116297	0,0005373
4→	0,0884058	0	0,909594	0	0,0020002

O erro numérico é calculado com base na equação (3.1.3),

$$Erro = 1 - \sum_{j=1}^N F_{i \rightarrow j} \quad (3.2.5)$$

Com um erro numérico médio de 0,155%, podemos considerar os resultados como sendo de boa qualidade.

3.2.1 Fluxo de calor refletido

Temos que levar em consideração que as superfícies não são corpos negros perfeitos, ou seja, parte da radiação incidente não é absorvida, mas refletida para as outras superfícies. Podemos descrever o fluxo de calor refletido inicial, \dot{Q}_{r0} , como sendo proporcional ao fluxo de calor incidente.

$$\dot{Q}_{r0} = (1 - \varepsilon_{in}) \dot{Q}_{incidente} \quad (3.2.6)$$

Temos duas fontes de calor, a fonte pontual e o simulador solar. Se considerarmos que todas as superfícies têm a mesma emissividade, podemos calcular o fator de vista das reflexões das fontes pontuais. Em que Q_{ponto} é a potência irradiada pela fonte pontual e Q_s é a potência irradiada pelo simulador solar.

$$\dot{Q}_{r0} = (1 - \varepsilon_{in}) (Q_{ponto} \mathbf{F}_{ponto} + Q_{sol} \mathbf{F}_s) \quad (3.2.7)$$

Os fatores de vista \mathbf{F}_{ponto} e \mathbf{F}_s foram calculados na Tabela 3.1 e Tabela 3.2 respectivamente. A emissividade interna é 0,8, a potência irradiada pela fonte pontual (Q_{ponto}) é 100 W e a potência irradiada pelo simulador solar (Q_s) é 274,89 W. Dessa forma, podemos calcular o fluxo de calor refletido por cada superfície.

$$\dot{Q}_{r0} = \{56,498 \quad 1,37 \quad 16,96 \quad 0,15\} [W] \quad (3.2.8)$$

Note que o calor gerado pelo simulador solar e refletido pela superfície 1 representa grande parte do calor refletido total. Podemos então calcular quanto dessa radiação refletida \dot{Q}_{r0} incide sobre cada superfície (\dot{G}) ao multiplicarmos pelos fatores de vista apropriados.

$$\begin{aligned} \dot{G}_{\rightarrow 1} &= \dot{Q}_{r0,1} F_{1 \rightarrow 1} + \dot{Q}_{r0,2} F_{2 \rightarrow 1} + \dot{Q}_{r0,3} F_{3 \rightarrow 1} + \dot{Q}_{r0,4} F_{4 \rightarrow 1} \\ \dot{G}_{\rightarrow 2} &= \dot{Q}_{r0,1} F_{1 \rightarrow 2} + \dot{Q}_{r0,2} F_{2 \rightarrow 2} + \dot{Q}_{r0,3} F_{3 \rightarrow 2} + \dot{Q}_{r0,4} F_{4 \rightarrow 2} \\ \dot{G}_{\rightarrow 3} &= \dot{Q}_{r0,1} F_{1 \rightarrow 3} + \dot{Q}_{r0,2} F_{2 \rightarrow 3} + \dot{Q}_{r0,3} F_{3 \rightarrow 3} + \dot{Q}_{r0,4} F_{4 \rightarrow 3} \\ \dot{G}_{\rightarrow 4} &= \dot{Q}_{r0,1} F_{1 \rightarrow 4} + \dot{Q}_{r0,2} F_{2 \rightarrow 4} + \dot{Q}_{r0,3} F_{3 \rightarrow 4} + \dot{Q}_{r0,4} F_{4 \rightarrow 4} \end{aligned} \quad (3.2.9)$$

Perceba que as equações acima descrevem o produto entre o vetor Q_{r0} e a matriz F, portanto essa equação pode ser descrita como:

$$\dot{G}_{\rightarrow j} = \dot{Q}_{r0} \mathbf{F} \quad (3.2.10)$$

Ao aplicarmos os valores adequados, podemos calcular, em cada superfície, a radiação incidente oriunda dos reflexos das fontes pontuais:

$$G = \{2,5567 \quad 6,4897 \quad 65,3163 \quad 0,589\} [W] \quad (3.2.11)$$

Essa é a radiação incidente oriunda de uma reflexão apenas, para maior precisão, devemos calcular a radiação incidente oriunda de múltiplas reflexões. Devemos calcular a cadeia de reflexos de radiação. Da equação (3.2.6) temos que a radiação refletida é igual a radiação incidente multiplicada pelo coeficiente de refletividade $(1 - \varepsilon_{in})$, dessa forma podemos descrever a radiação refletida no segundo reflexo utilizando a radiação incidente do primeiro reflexo.

$$G_2 = (1 - \varepsilon_{in}) G_1 \mathbf{F} \quad (3.2.12)$$

Generalizando para o k-ésimo reflexo temos:

$$G_k = (1 - \varepsilon_{in}) G_{k-1} \mathbf{F} \quad (3.2.13)$$

A equação (3.2.21) implica em um processo iterativo, como o coeficiente de refletividade é menor que 1, a radiação incidente diminui após cada reflexo sucessivo. Nesse caso a equação foi resolvida até que o máximo da radiação refletida fosse menor que 0,01W. Esse valor foi escolhido arbitrariamente. A tabela abaixo apresenta a radiação refletida que incide , G_{\rightarrow} , sobre cada superfície.

Tabela 3.4, radiação incidente após reflexos sucessivos.

Reflexo	$G_{\rightarrow 1}$ [W]	$G_{\rightarrow 2}$ [W]	$G_{\rightarrow 3}$ [W]	$G_{\rightarrow 4}$ [W]
1	2,556682	6,489695	65,31629	0,588827
2	1,978883	1,759398	10,96718	0,155466
3	0,343219	0,318762	2,248381	0,028252
4	0,069678	0,064408	0,441804	0,005705
5	0,013721	0,01269	0,087549	0,001124
6	0,002718	0,002513	0,017319	0,000223
7	0,000538	0,000497	0,003427	4,41E-05
8	0	0	0	0
Total	4,965438	8,647963	79,08195	0,779641

A radiação incidente devido a todos os reflexos é a soma da radiação incidente de cada reflexo. Dessa forma podemos descrever a radiação incidente G como sendo a radiação incidente total de todos os reflexos.

3.2.2 Fluxo de calor em cada superfície

Vamos considerar o seguinte cenário: um teste de um propulsor de efeito Hall de alta potência, 1 kW por exemplo (TUMMALA e DUTTA, 2017), em condições de luz solar simulada (MYERS, KAMHAWI, *et al.*, 2016). Se considerarmos o propulsor

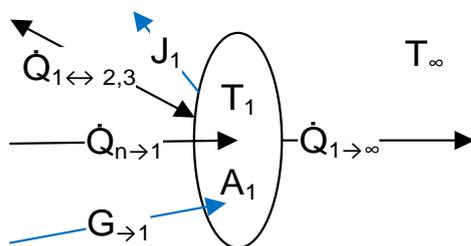


Figura 3.6, diagrama de fluxos de radiação na área 1

elétrico como uma fonte pontual¹ emitindo cerca de 100W, assumindo essa potência e aplicando a equação (3.1.2) na Tabela 3.1 podemos calcular a potência dissipada em cada superfície

A figura ao lado ilustra todos os fluxos de radiação que atuam sobre uma área A_1 . A temperatura da superfície pode ser calculada ao fazer o balanço de todos os fluxos atuantes na região desejada.

$$\dot{Q}_{A_1 \rightarrow A_2} = \varepsilon_{interno} \dot{Q}_{A_1} F_{A_1 \rightarrow A_2} \quad (3.1.2)$$

Note que a lâmpada do simulador solar ilumina toda a região 1 e não ilumina as regiões 2 e 3.², como ilustrado na figura 3.5, Calculando a área iluminada obtemos 0,19635 m², considerando um fluxo de radiação solar de 1400 W/m² temos uma fonte pontual de 274,89 W. Aplicando a equação (3.1.2) na tabela 3.2, temos os fluxos de calor de radiação em cada superfície devido a cada fonte pontual e dos reflexos.

¹ Essa não é uma abordagem perfeitamente realista (MYERS, KAMHAWI, *et al.*, 2016), porém o objetivo desse trabalho é o projeto de uma câmara de termo vácuo, não a caracterização de um propulsor de efeito hall.

² Lembrado novamente que a região 4 é um artifício matemático.

Tabela 3.5, fluxos de calor devido à fontes pontuais e reflexos.

Fonte	\dot{Q}_{ponto} [W]	\dot{Q}_1 [W]	\dot{Q}_2 [W]	\dot{Q}_3 [W]	\dot{Q}_4 [W]
Ponto em $x = 0$	100	7,60008	6,85161	84,7998	0,748477
Simulador solar	274,89	274,89	0	0	0
Reflexos		4,965438	8,647963	79,08195	0,779641

Podemos calcular o fluxo de calor em cada superfície levando em conta todos os cenários. Cada superfície apresenta cinco entradas de calor, sendo duas das fontes pontuais e três das superfícies. Além disso temos quatro saídas de calor sendo três para superfícies e uma para o ambiente externo com temperatura T_{∞} . Agora podemos ignorar a área 4 pois tratamos apenas das superfícies reais. Vamos analisar as entradas e saídas de calor na k -ésima superfície. Existem quatro entradas de calor, a radiação da fonte pontual, a radiação do simulador solar, a radiação refletida incidente e a radiação entre as placas. Paralelamente, existem 3 saídas de calor, radiação entre as superfícies, radiação para o ambiente externo e a radiação refletida por cada superfície. O termo Q_{in} é a soma de todos os fluxos de calor que incidem sobre a superfície, enquanto Q_{out} é a soma de todos os fluxos de calor emitidos pela superfície. \dot{Q}_{r0} na equação (3.2.15) é a radiação inicialmente refletida já que esse termo não foi incluído na radiação refletida total, o termo J_j é a radiação refletida pela superfície j .

$$\dot{Q}_{in,k} = \sum_n \dot{Q}_{n \rightarrow k} = \varepsilon_{interno} (\dot{Q}_{ponto \rightarrow k} + \dot{Q}_{simulador \rightarrow k} + G_j) + \sum_j \dot{Q}_{j \rightarrow k} \quad (3.2.14)$$

$$\dot{Q}_{out,k} = \sum_n \dot{Q}_{k \rightarrow n} = \sum_j \dot{Q}_{k \rightarrow j} + A_j \sigma \varepsilon_{externo} (T_{\infty}^4 - T_k^4) + \dot{Q}_{r0,j} + J_j \quad (3.2.15)$$

Podemos substituir o termo $\dot{Q}_{j \rightarrow k}$ pela equação abaixo (SIEGE e HOWELL, 1971).

$$\dot{Q}_{j \rightarrow k} = \sigma \varepsilon_{interno} (T_j^4 - T_k^4) A_j F_{j \rightarrow k} \quad (3.2.16)$$

É importante ressaltar que as placas térmicas têm revestimentos de alta emissividade nas faces internas (ASH, 2015) mas não na parte externa. Normalmente a face externa é apenas o metal utilizado na fabricação, logo tem baixa emissividade,

próxima de 0,1 (ÇENGEL e GHAJAR, 2015). Podemos calcular as temperaturas ao resolver o sistema de equações de equilíbrio térmico nas três superfícies.

$$\begin{cases} \dot{Q}_{in,1} = \dot{Q}_{out,1} \\ \dot{Q}_{in,2} = \dot{Q}_{out,2} \\ \dot{Q}_{in,3} = \dot{Q}_{out,3} \end{cases} \quad \{T_1, T_2, T_3\} > 0 \quad (3.2.17)$$

Considerando $T_\infty = 300$ K, a superfície interna com emissividade de 0,8 (ASH, 2015) e externa de 0,1. Podemos então calcular as temperaturas médias nas três superfícies ao resolver o sistema de equações resultante.

$$\begin{aligned} T_1 &\rightarrow 438,9549 [K] \quad 165,805 [^\circ C] \\ T_2 &\rightarrow 412,4312 [K] \text{ ou } 139,281 [^\circ C] \\ T_3 &\rightarrow 414,3174 [K] \quad 141,167 [^\circ C] \end{aligned} \quad T_{m\u00e9dia} = 417,069 [K] \quad (3.2.18)$$

Essas temperaturas de equilíbrio são relativamente altas porque a saída de calor tem emissividade muito baixa enquanto a entrada de calor tem absorvidade alta. Inserindo as temperaturas nas equações (3.2.14) e (3.2.15) temos os fluxos de calor total.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &\rightarrow 161,872 \text{ W} \\ \dot{Q}_2 &\rightarrow 21,8976 \text{ W} \\ \dot{Q}_3 &\rightarrow 189,699 \text{ W} \end{aligned} \quad (3.2.19)$$

Podemos também analisar as relações de fluxo de calor ao analisar os fluxos entre cada par de superfícies pela equação (3.2.16). Podemos constatar que a superfície 1 emite uma quantidade significativa de radiação para as outras superfícies.

Tabela 3.6, fluxos de calor entre as superfícies.

\dot{Q}	$\rightarrow 1$	$\rightarrow 2$	$\rightarrow 3$
1 \rightarrow	0	5,496069011	62,59573093
2 \rightarrow	-5,496069011	0	-4,001918613
3 \rightarrow	-62,59573209	4,001918613	0

Com base na tabela acima, podemos calcular quanto nitrogênio líquido é necessário para resfriar as superfícies até a temperatura desejada.

3.2.3 Dimensionamento da demanda de nitrogênio líquido

Da Tabela 3.6 podemos obter a carga térmica sob a qual a câmara deve operar. Assumindo o equilíbrio térmico e temperatura operacional determinada, podemos calcular a potência de refrigeração necessária, \dot{Q}_{LN2} (ÇENGEL e BOLES, 2011).

$$\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out} - \dot{Q}_{LN2} = 0 \quad (3.2.20)$$

Reorganizando a equação e aplicando para todas as superfícies, temos:

$$\dot{Q}_{in,j}(T_j = T_{op}) - \dot{Q}_{out,j}(T_j = T_{op}) = \dot{Q}_{LN2,j} \quad (3.2.21)$$

A operação da câmara requer uma temperatura operacional (T_{op}) de $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$, ou $123,15\text{ K}$. Aplicando esse valor na equação acima temos a demanda de refrigeração de cada superfície. É útil reescrevermos \dot{Q}_{out} em função da absorção do material já que nem todo material tem emissividade igual a absorção. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015)

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{LN2,1} &\rightarrow 247,488\text{ W} \\ \dot{Q}_{LN2,2} &\rightarrow 28,5503\text{ W} \quad \therefore \quad \dot{Q}_{LN2} = 519,301\text{ W} \\ \dot{Q}_{LN2,3} &\rightarrow 243,262\text{ W} \end{aligned} \quad (3.2.22)$$

Perceba que a soma é maior do que o calor irradiado pelas fontes, isso se deve à irradiação do ambiente externo que tem temperatura maior que a temperatura operacional. Podemos fazer uma estimativa do fluxo de LN2 fazendo um balanço termodinâmico do fluxo de massa \dot{m}_{LN2} . (ÇENGEL e BOLES, 2011). Na equação abaixo temos que Δh_{evap} é a entalpia de evaporação do nitrogênio, c_p é o calor específico do nitrogênio e ΔT é a variação de temperatura do nitrogênio.

$$\dot{Q}_{LN2} = \dot{m}_{LN2}(\Delta h_{evap} + c_p \Delta T) \quad \therefore \quad \dot{m}_{LN2} = \frac{\dot{Q}_{LN2}}{\Delta h_{evap} + c_p(T_{op} - T_{LN2})} \quad (3.2.23)$$

Podemos calcular o fluxo de massa de LN2 necessário para refrigerar cada uma das placas ao aplicar as propriedades adequadas do nitrogênio e estipulando a temperatura de entrada como $77,4\text{ K}$ – temperatura de mudança de fase do N2 a 1atm – e a temperatura de saída como sendo 123 K – que é a temperatura de operação da câmara.

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &\rightarrow 3,6121 \\ \dot{m}_2 &\rightarrow 0,4167 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_3 &\rightarrow 3,5504 \end{aligned} \quad \therefore \quad \dot{m}_{LN_2} = 7,57923 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.2.24)$$

Isso desconsiderando as perdas que são inerentes a qualquer sistema térmico real. (ÇENGEL e BOLES, 2011). A equação (3.2.23) considera entrada de apenas nitrogênio líquido a uma temperatura de 77,355 K que é o ponto de ebulição do nitrogênio a 1atm. Podemos avaliar qual o fluxo de massa de vapor de nitrogênio ao fazermos $\Delta h_{vap} = 0$ na equação (3.2.23).

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &\rightarrow 18,695 \\ \dot{m}_2 &\rightarrow 2,1566 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_3 &\rightarrow 18,375 \end{aligned} \quad \therefore \quad \dot{m}_{GN_2} = 39,2771 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.2.25)$$

Temos uma grande diferença entre entrada de nitrogênio líquido e vapor de nitrogênio. Portanto a tubulação das placas térmicas deve levar em conta a mudança de fase do nitrogênio.

3.2.4 Funcionamento em alta temperatura

Um dos requisitos da câmara térmica é o funcionamento com uma temperatura interna de 150°C, para isso é necessário aplicar um fluxo de calor para aquecer as placas o suficiente. Existem duas formas de aquecer as placas em um ambiente de vácuo, podemos utilizar aquecedores elétricos ou utilizarmos um fluxo de nitrogênio aquecido. A segunda opção é a mais prática considerando que a mesma tubulação pode ser utilizada para aquecer ou resfriar as placas conforme necessário.

Vamos considerar um cenário pessimista, sem nenhuma fonte interna. Dessa forma temos o valor máximo para a potência de aquecimento da câmara. Ao removermos as fontes internas, o simulador solar e a fonte pontual, temos um simples balanço do fluxo de calor entre as placas térmicas e o ambiente. Na equação abaixo $\dot{Q}_{N_2,j}$ é o fluxo de calor resultante do nitrogênio aquecido circulando sobre a placa j ; \dot{Q}_j é o fluxo de calor entre a superfície j e o ambiente, ϵ_{ext} é a emissividade da superfície externa, T_{op} e T_{∞} são a temperatura operacional e ambiente, respectivamente, enquanto A_j é a área da superfície j .

$$\dot{Q}_{N_2,j} = \dot{Q}_j = \sigma \epsilon_{ext} (T_{op}^4 - T_{\infty}^4) A_j \quad (3.2.26)$$

$$\dot{Q}_{N2,j} = 140,00706 \left[\frac{W}{m^2} \right] A_j$$

Perceba que a potência necessária para o aquecimento das placas é diretamente proporcional à emissividade da superfície externa, portanto é fundamental o uso de um material com baixa emissividade ou a implementação de alguma técnica para reduzir a troca de calor por radiação entre a superfície externa das placas térmicas e o vaso de pressão. Duas possíveis soluções para esse problema são:

- O polimento da superfície externa (aço 304 polido tem emissividade de 0,075 enquanto o mesmo material sem polimento tem emissividade entre 0,5 e 0,6 (INFRARED SERVICES, INC, 2000))
- Implementação de um escudo térmico simples, podendo ser um filme refletivo entre as placas térmicas e o vaso de pressão.

Aplicando os valores adequados na equação acima, temos a potência necessárias para aquecer cada uma das placas até a temperatura desejada de 150°C ou 423 K, \dot{Q}_{N2} , e com isso temos a potência total necessária.

$$\left. \begin{array}{l} \dot{Q}_{N2,1} = 27,490 [W] \\ \dot{Q}_{N2,2} = 25,335 [W] \\ \dot{Q}_{N2,3} = 175,94 [W] \end{array} \right\} \rightarrow \dot{Q}_{N2,total} = 228,763 [W] \quad (3.2.27)$$

Podemos calcular o fluxo de massa de nitrogênio aquecido necessário para aplicar o fluxo de calor adequado adaptando a equação (3.2.23). Na equação a seguir, T_{N2} é a temperatura inicial do nitrogênio e \dot{m}_{N2} é o fluxo de massa de nitrogênio aquecido.

$$\dot{Q}_{N2} = \dot{m}_{N2} (c_p \Delta T) \quad \therefore \quad \dot{m}_{N2} = \frac{\dot{Q}_{N2}}{c_p (T_{N2} - T_{op})} \quad (3.2.28)$$

Podemos resolver a equação acima com a condição de que o fluxo de massa do nitrogênio aquecido seja igual ao fluxo de massa do nitrogênio líquido utilizado no funcionamento a frio. Essa condição implica em uma temperatura inicial de 527,55 K ou 254,4°C. Ao plotarmos a equação (3.2.28) em função da temperatura do nitrogênio, temos a figura 3.7.

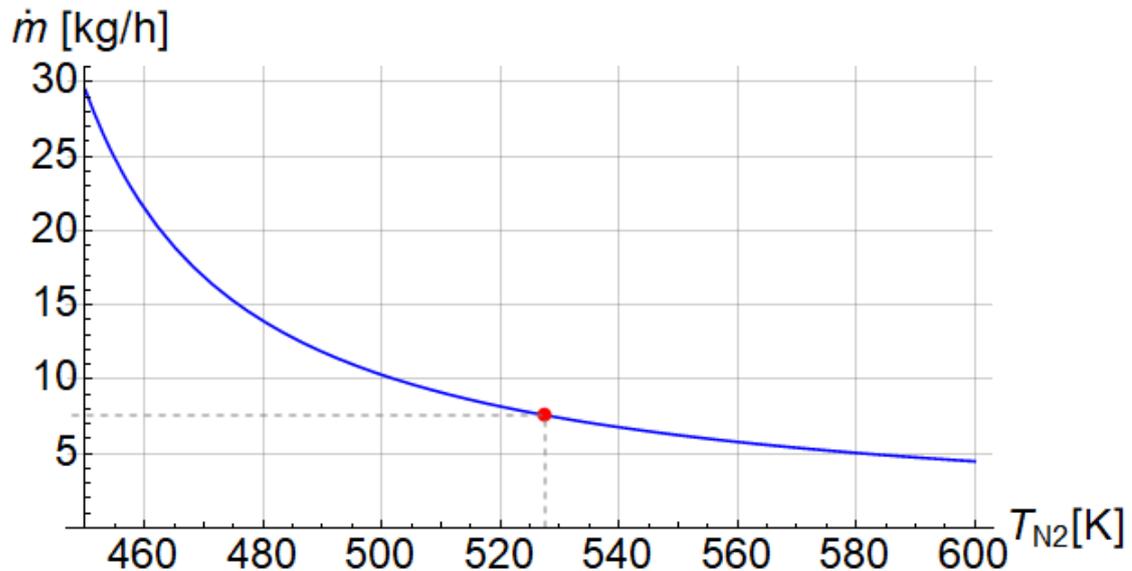


Figura 3.7, fluxo de massa necessário em função da temperatura inicial do nitrogênio.

A figura acima mostra a relação entre a demanda de nitrogênio aquecido e a temperatura inicial do nitrogênio. Temperaturas mais altas resultam em uma demanda menor, e vice-versa. Portanto deve ser feito um compromisso porque demandas muito grandes aumentariam o custo de operação do sistema enquanto temperaturas muito altas podem demandar tubulações específicas o que aumentaria o custo de implementação do sistema.

Devemos calcular também o fluxo de massa de nitrogênio aquecido em cada uma das superfícies. Esses valores podem ser calculados aplicando a equação (3.2.28) para os três calores encontrados na equação (3.2.27).

$$\begin{aligned} \dot{m}_{N_2,1} &\rightarrow 0,9109 \\ \dot{m}_{N_2,2} &\rightarrow 0,8395 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_{N_2,3} &\rightarrow 5,82965 \end{aligned} \quad (3.2.29)$$

Uma possibilidade interessante seria o funcionamento em modo “híbrido” com a placa da porta funcionando em modo quente enquanto as placas restantes operam no modo frio, dessa forma seria possível simular a radiação refletida pela Terra (CHISABAS, BÜRGER e LOUREIRO, 2016)

3.3 GEOMETRIA ALTERNATIVA

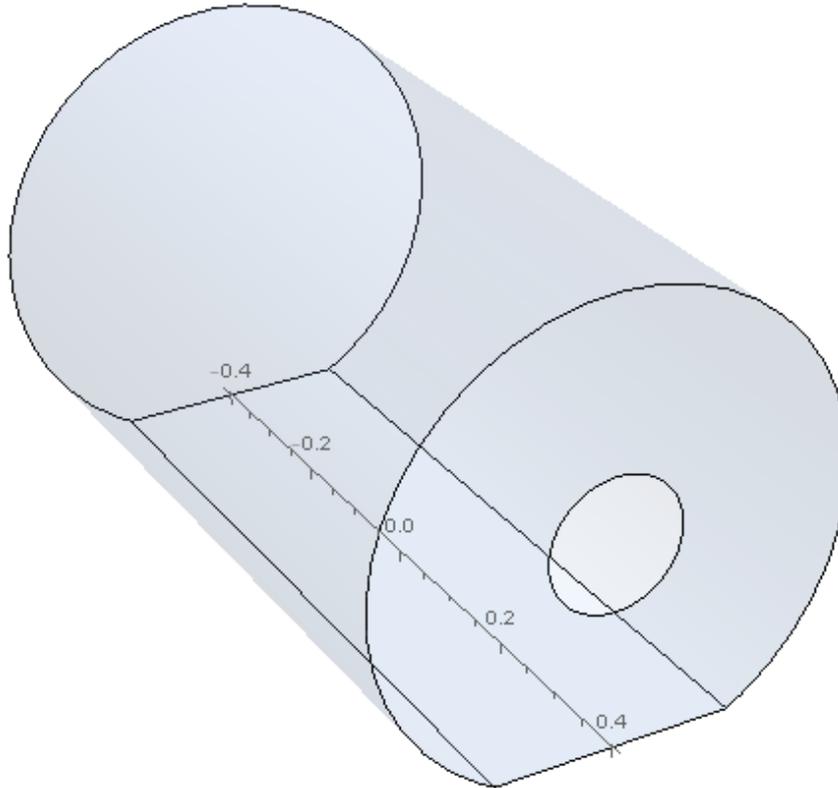


Figura 3.9, ilustração da geometria alternativa.

Uma geometria alternativa foi proposta visando simplificar a implementação de uma câmara real, uma superfície plana foi adicionada no fundo e a área de incidência do simulador solar foi reduzida. A primeira alteração facilita a instalação de componentes dentro da câmara enquanto a segunda diminui a potência necessária do simulador solar. Porém um cone de luz mais concentrado implica em uma posição mais próxima da porta ($x=-0,4$ m na figura) para que um CubeSat seja totalmente iluminado. O programa criado consegue levar em consideração uma fonte pontual posicionada em qualquer ponto dentro da região de interesse, inclusive fora do eixo de simetria, a única diferença é a quantidade de calor irradiado para cada placa, conforme ilustrado na figura 3.4.

A nova geometria consiste em um cilindro de 800mm de comprimento por 500mm de diâmetro (mesmas dimensões da anterior) porém seccionado no plano $z = -250 \cos(30^\circ)$ [mm], formando uma placa plana no fundo. O cone de luz do simulador solar ilumina um disco de raio 180mm na porta.

Essa nova geometria foi separada em 5 sub-regiões. A implementação de um programa para o cálculo dos fatores de vista foi de grande auxílio para essa geometria pois, ao contrário da geometria anterior, nem todos os fatores de vista são tabelados.

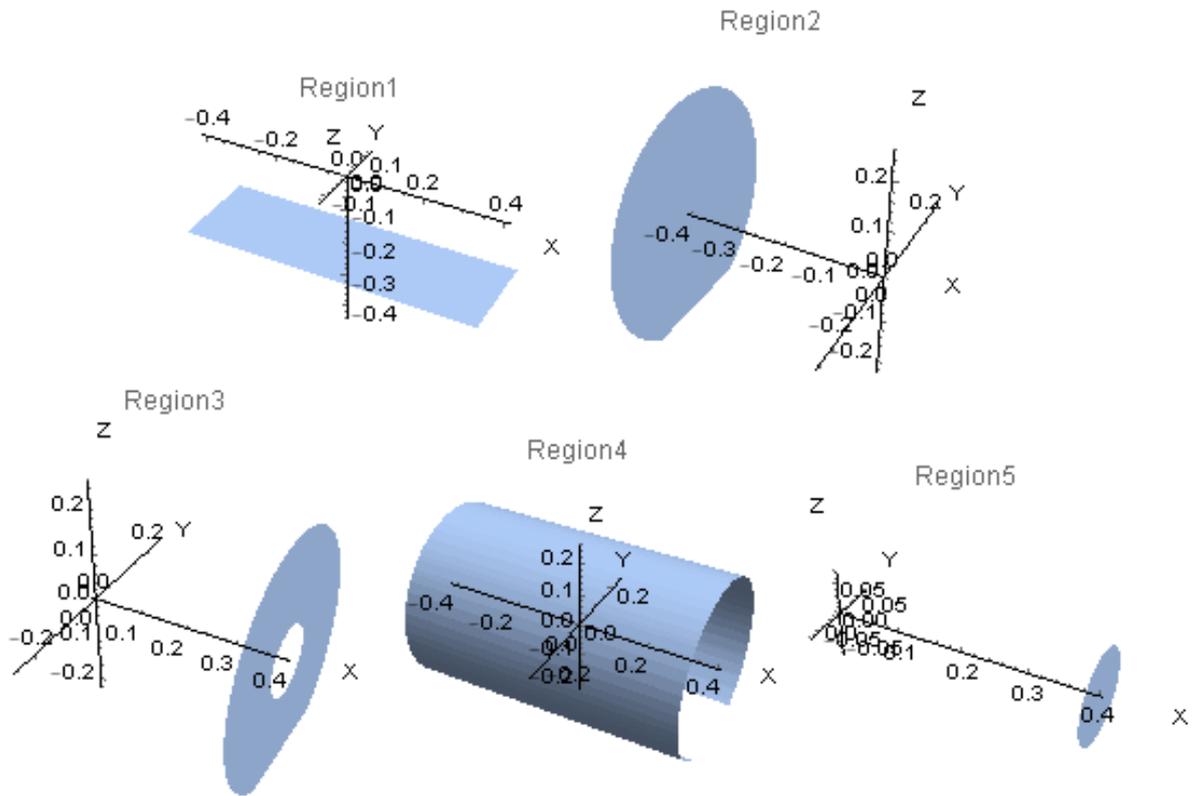


Figura 3.10, sub-regiões de integração da geometria alternativa.

As regiões 1,2 e 3 são as placas planas da base, da porta e do fundo, respectivamente. A região 4 é uma seção de uma casca cilíndrica. A região 5 é apenas uma abstração matemática pois representa a espia por entre passa a luz do simulador solar. Os procedimentos são os mesmos utilizados na geometria anterior.

Tabela 3.7, fatores de vista de fontes pontuais.

F	→1	→2	→3	→4	→5
Centro	0,144922	0,074206	0,066722	0,706665	0,007485
X= -0.250	0,133021	0,184619	0,034086	0,644905	0,003368
Simulador solar	0	1	0	0	-1

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

Note o aumento substancial do fator de vista da fonte pontual para a porta ($F_{\rightarrow 2}$) entre o corpo de teste no centro e na posição deslocada.

Tabela 3.8, fatores de vista entre as superfícies.

F	→1	→2	→3	→4	→5	Erro
1→	0	0,136914	0,124991	0,726044	0,01187	0,000175
2→	0,1436	0	0,073246	0,774193	0,006945	0,002015
3→	0,142607	0,0796784	0	0,775879	0	0,001836
4→	0,138664	0,140976	0,129877	0,577835	0,01109	0,001549
5→	0,1543	0,0860	0	0,755035	0	0,004626

O erro numérico médio ficou em 0,204%, bem próximo do erro numérico encontrado na geometria anterior. Ainda assim, um erro numérico muito baixo. O cálculo dos fatores de vista da geometria nova envolve a solução de 19 integrais com seis variáveis de integração cada. O programa criado para solucionar essas integrais resulta em um erro residual de apenas 0,2% se comparado a uma solução puramente analítica, mas é drasticamente mais rápido e menos propenso a erros de manipulação matemática manual. O erro residual é calculado pela equação (3.2.5).

O programa implementado no mathematica é bastante flexível com relação à geometria do problema, sendo necessário alterar apenas uma linha de código para implementar a geometria alternativa a partir da geometria cilíndrica. A precisão da integração numérica não foi muito afetada pela mudança de geometria, se mantendo próximo de 0,2% nas duas geometrias.

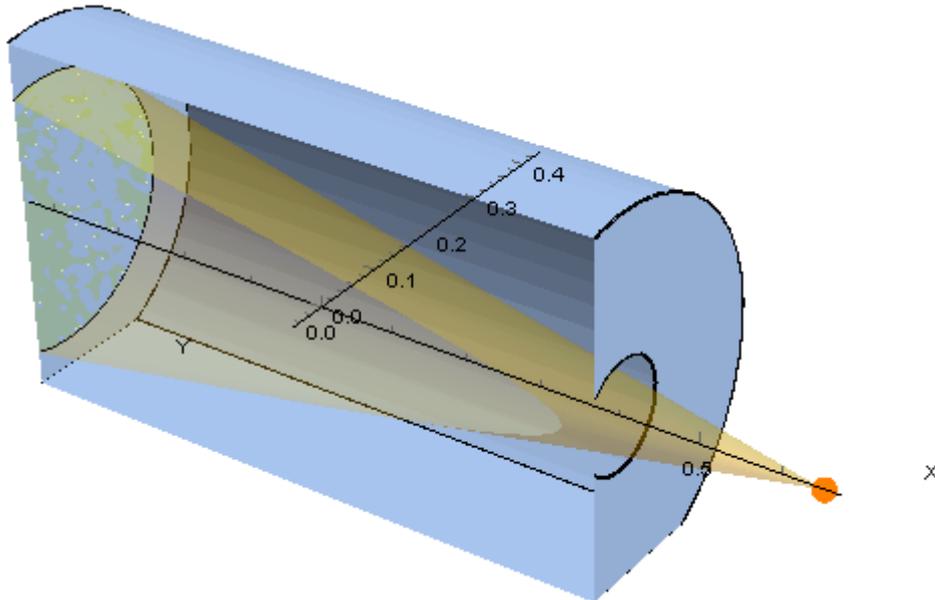


Figura 3.11, ilustração do simulador solar na geometria alternativa.

A figura acima ilustra a região iluminada pelo simulador solar na geometria alternativa, note que o cone de luz não incide sobre toda a placa da porta e é mais estreito do que o utilizado na geometria anterior. Ao analisarmos os fluxos de radiação das fontes pontuais temos:

Tabela 3.9, fluxos de calor por radiação devido a fontes pontuais.

Fonte	\dot{Q}_{ponto} [W]	\dot{Q}_1 [W]	\dot{Q}_2 [W]	\dot{Q}_3 [W]	\dot{Q}_4 [W]	\dot{Q}_5 [W]
Ponto em $x = 0$	100	14,4922	7,42063	6,67215	70,6665	0,748477
Simulador solar	142,5026	0	142,5026	0	0	-142,503
Reflexos		3,98536	7,52625	7,11798	41,1141	0,6827

Com o fluxo de calor do simulador solar e da fonte pontual deslocada e os fatores de vista é possível obter as temperaturas de cada superfície.

$$\begin{aligned}
 T_1 &\rightarrow 380,415 [K] \\
 T_2 &\rightarrow 408,873 [K] \\
 T_3 &\rightarrow 383,725 [K] \\
 T_4 &\rightarrow 386,074 [K]
 \end{aligned}
 \therefore T_{\text{avg}} = 387,812 [K] \quad \dot{m} \tag{3.3.1}$$

Com base nas temperaturas, pode-se calcular o fluxo de nitrogênio necessário para refrigerar as placas térmicas até a temperatura de operação \dot{m}

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &\rightarrow 0,4623 \\ \dot{m}_2 &\rightarrow 2,2157 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_3 &\rightarrow 0,351253 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_4 &\rightarrow 2,59716 \end{aligned} \quad \therefore \quad \dot{m}_{LN_2} = 5,6265 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.3.2)$$

A equação (3.2.23) considera entrada de apenas nitrogênio líquido a 77,355 K que é o ponto de ebulição do nitrogênio a 1atm. Podemos avaliar qual o fluxo de massa de vapor de nitrogênio ao fazermos $\Delta h_{vap} = 0$ na equação (3.2.23).

$$\begin{aligned} \dot{m}_1 &\rightarrow 2,39303 \\ \dot{m}_2 &\rightarrow 11,4674 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_3 &\rightarrow 1,81791 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_4 &\rightarrow 13,4416 \end{aligned} \quad \therefore \quad \dot{m}_{GN_2} = 29,1199 \left[\frac{kg}{h} \right] \quad (3.3.3)$$

O cálculo do fluxo de nitrogênio no modo de operação a quente é feito da mesma forma que no item 3.2.4.

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{N_2,1} &= 27,1736 [W] \\ \dot{Q}_{N_2,2} &= 25,9084 [W] \\ \dot{Q}_{N_2,3} &= 23,8169 [W] \\ \dot{Q}_{N_2,4} &= 142,281 [W] \end{aligned} \right\} \rightarrow \dot{Q}_{N_2,total} = 142,281 [W] \quad (3.3.4)$$

Podemos calcular o fluxo de massa de nitrogênio aquecido necessário para aplicar o fluxo de calor adequado adaptando a equação(3.2.28). Novamente, utilizamos o mesmo fluxo de massa que no modo de operação a frio. Essa condição implica em uma temperatura inicial de 557,95 K ou 284,83°C. Ao plotarmos a equação (3.2.28) em função da temperatura do nitrogênio, temos a figura 3.7figura 3.12

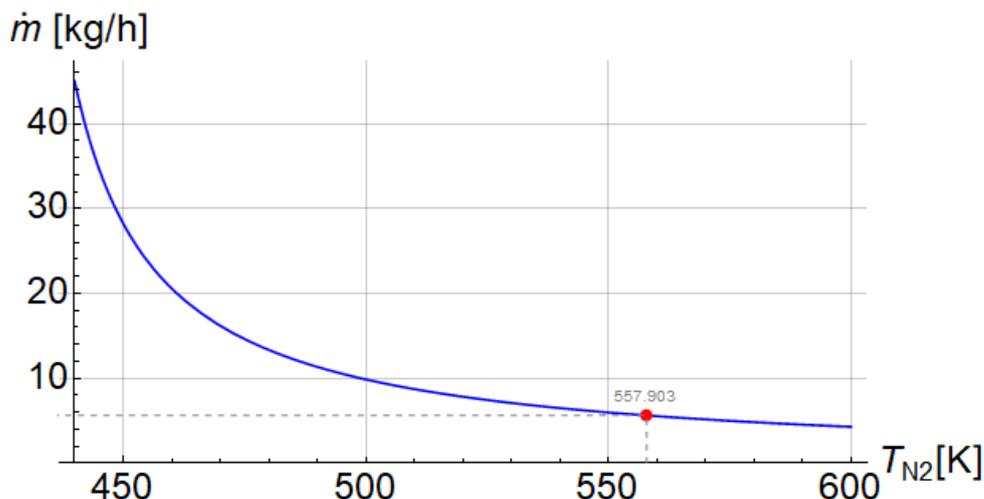


Figura 3.12, fluxo de massa total necessário em função da temperatura inicial do nitrogênio.

Devemos calcular também o fluxo de massa de nitrogênio aquecido em cada uma das superfícies.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{N2,1} &\rightarrow 0,6975 \\ \dot{m}_{N2,2} &\rightarrow 0,6650 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_{N2,3} &\rightarrow 0,6114 \left[\frac{kg}{h} \right] \\ \dot{m}_{N2,4} &\rightarrow 3,65244 \end{aligned} \quad (3.3.5)$$

Essa abordagem não leva em conta a condução de calor. Isso pode afetar os resultados, mas é um bom começo para uma análise mais completa que leve em conta a transferência de calor por condução assim como propriedades não lineares dos materiais.

3.4 DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO

As placas térmicas são resfriadas por um fluxo de nitrogênio circulando em tubos soldados às placas. No item anterior calculamos o fluxo de massa necessário para controlar a temperatura das placas, com essa informação e a quantidade de tubos em cada placa, podemos calcular as propriedades do escoamento de nitrogênio na entrada e na saída dos tubos

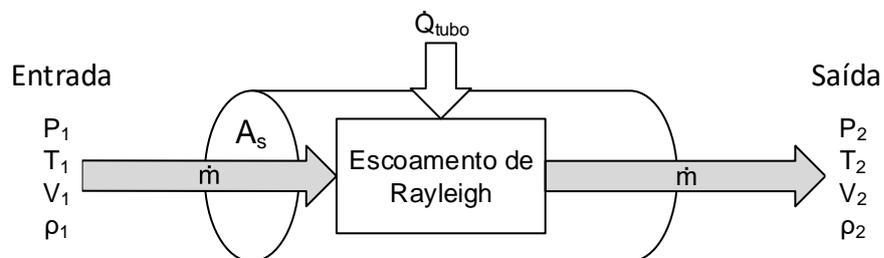


Figura 3.13, escoamento de Rayleigh aplicado ao escoamento de N2.

O nitrogênio dentro do tubo pode ser descrito utilizando um escoamento de Rayleigh (CENGEL e CIMBALA, 2006). As temperaturas na entrada e na saída são conhecidas, 77,4K e 123 K para caso da operação a frio e 558K e 423 K para o caso da operação em alta temperatura. A densidade do nitrogênio também é conhecida. A velocidade pode ser calculada pela vazão volumétrica \dot{V} a qual pode ser calculada pelo fluxo de massa e pela densidade conforme a equação abaixo:

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

$$v = \frac{\dot{V}}{A_s} \quad e \quad \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad \therefore \quad v = \frac{\dot{m}}{A_s \rho} \quad (3.4.1)$$

A pressão estática na saída do tubo pode ser considerada a pressão atmosférica, sendo assim, podemos calcular a pressão estática na entrada do tubo aplicando a equação de estado do nitrogênio:

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \quad \therefore \quad P_1 = P_2 \frac{\rho_1 T_1}{\rho_2 T_2} \quad (3.4.2)$$

O passo seguinte é calcular o fluxo de massa em cada tubo individual, para isso podemos separar os tubos em três categorias:

- Tubos de distribuição. São os tubos que recebem o nitrogênio condicionado pelo sistema de controle térmico e o distribui para os tubos das placas.
- Tubos das placas. São os tubos onde ocorre a troca de calor entre as placas térmicas e o nitrogênio.
- Tubos de coleta. São os tubos que coletam o nitrogênio depois da troca de calor e direciona esse fluxo para fora da câmara de vácuo para ser reconicionado.

Na geometria alternativa temos três tubos de entrada, sendo um para a placa 2 (porta), um para a placa 3 (placa do fundo) e um compartilhado entres placas 1 e 4 (placa cilíndrica e a placa plana na base). O fluxo de nitrogênio que circula sobre as placas 1 e 4 é roteado por 14 tubos, o fluxo sobre a placa 3 é roteado por 12 tubos enquanto o fluxo sobre a placa 2 circula por 9 tubos. Com base nos resultados das equações (3.3.2), (3.3.3) e (3.3.5) podemos calcular o fluxo de massa em cada tubo de distribuição para cada um dos três cenários, resfriamento com LN2, resfriamento com GN2 e aquecimento com GN2.

Tabela 3.10, fluxo de massa de N2 em cada tubo.

Placas	Fluxo de massa nas placas [kg/h]			tubos	Fluxo de massa nos tubos individuais [kg/h]		
	LN2 frio	GN2 frio	GN2 quente		LN2 frio	GN2 frio	GN2 quente
1 e 4	3,059	15,832	4,350	14	0,219	1,131	0,311
2	2,216	11,467	0,665	9	0,246	1,274	0,074
3	0,351	1,818	0,611	12	0,029	0,151	0,051

As condições na entrada de saída dos tubos de distribuição são as seguintes:

Tabela 3.11, parâmetros na estrada e saída dos tubos das placas.

Local	Temperatura – T [K]			Densidade - ρ [kg/m ³]		
	LN2	frio	GN2 quente	LN2	frio	GN2 quente
1 e 4, entrada	77,364	77,364	557,9	807,3632	4,604179	0,604
2, entrada	77,364	77,364	557,9	807,3632	4,604179	0,604
3, entrada	77,364	77,364	557,9	807,3632	4,604179	0,604
1 e 4, saída	123	123	423	2,806064	2,806064	0,799
2, saída	123	123	423	2,806064	2,806064	0,799
3, saída	123	123	423	2,806064	2,806064	0,799

O passo seguinte é aplicar a equação (3.4.1) e calcular a velocidade do escoamento na entrada e na saída dos tubos de distribuição. Para isso temos que determinar a área de seção transversal do tubo, se considerarmos tubos com diâmetro de 1/4 de polegada, temos:

Tabela 3.12, velocidade do escoamento de nitrogênio nos tubos placas de ¼ de polegada.

Local	Velocidade do escoamento [m/s]		
	LN2 frio	GN2 frio	GN2 quente
1 e 4, entrada	0,000594	0,538573	1,127962
2, entrada	0,000669	0,606835	0,268252
3, entrada	7,95E-05	0,07215	0,184852
1 e 4, saída	0,170764	0,883689	0,852677
2, saída	0,192385	0,995692	0,202783
3, saída	0,022874	0,118384	0,139738

Ao calcularmos a pressão na entrada temos um aumento de apenas 3 kPa no cenário de resfriamento com GN2, isso significa que a pressão não é um fator importante no funcionamento dos tubos. As perdas de pressão nas dobras, junções e redutores pode ser maior do que isso. A equação (3.4.2) não é aplicável ao cenário de resfriamento com LN2 porque há mudança de fase entre a entrada e a saída do tubo.

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

A baixa velocidade obtida é um forte indicador de que os tubos estejam grandes demais, a solução seria utilizar tubos menores, como de 1/16 de polegada por exemplo. Ao aumentar a velocidade do escoamento o tempo de resfriamento seria reduzido isso será verificado com uma análise térmica transiente do modelo.

Tabela 3.13, velocidade do escoamento de nitrogênio nos tubos das placas de 1/16 de polegada.

Local	Velocidade do escoamento [m/s]		
	LN2 frio	GN2 frio	GN2 quente
1 e 4, entrada	0,009496	8,617172	18,04739
2, entrada	0,010698	9,709356	4,292026
3, entrada	0,001272	1,154407	2,957626
1 e 4, saída	2,732226	14,13902	13,64284
2, saída	3,078158	15,93107	3,244535
3, saída	0,365983	1,894147	2,235802

Da mesma forma, podemos calcular a velocidade do escoamento nos tubos de coleta e distribuição de nitrogênio. O tubo de coleta de GN2 das placas 1, 3 e 4 em diâmetro de ½ polegada enquanto os tubos de distribuição de N2 têm diâmetro de ¼ polegada.

Tabela 3.14, velocidade do escoamento de nitrogênio nos tubos de coleta.

Placas	LN2 frio	GN2 frio	GN2 quente	unidade
1, 3 e 4	0,333148	1,724032	1,701792	m/s
2	1,731464	8,961227	1,825051	m/s
Temperatura	123	123	423	K

Tabela 3.15, velocidade de escoamento de nitrogênio nos tubos de distribuição.

Placas	LN2 frio	GN2 frio	GN2 quente	unidade
1 e 4	0,007053	6,401754	13,25921	m/s
3	0,000954	0,865806	2,218219	m/s
2	0,006018	5,461513	2,414265	m/s
Temperatura	77,3	77,3	557,9	K

4 MODELAGEM TÉRMICA COMPUTACIONAL

A análise teórica não leva em conta a troca de calor por condução. O procedimento de cálculo analítico da distribuição de temperatura em três dimensões é altamente complexo, portanto a solução ideal é o uso de uma ferramenta computacional como o Ansys.

4.1 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

As simulações usam dois materiais, aço 304 e nitrogênio enquanto futuras simulações podem utilizar alumínio ao invés do aço para as placas térmicas.

A transferência de calor por radiação é um fenômeno não linear e variação de temperatura é relativamente grande, portanto é recomendável o uso de materiais com propriedades dependentes da temperatura. Dessa forma, temos uma simulação com maior acurácia do que se utilizássemos valores constantes para as propriedades pertinentes à simulação. (ANSYS INC, 2018)

4.1.1 Nitrogênio

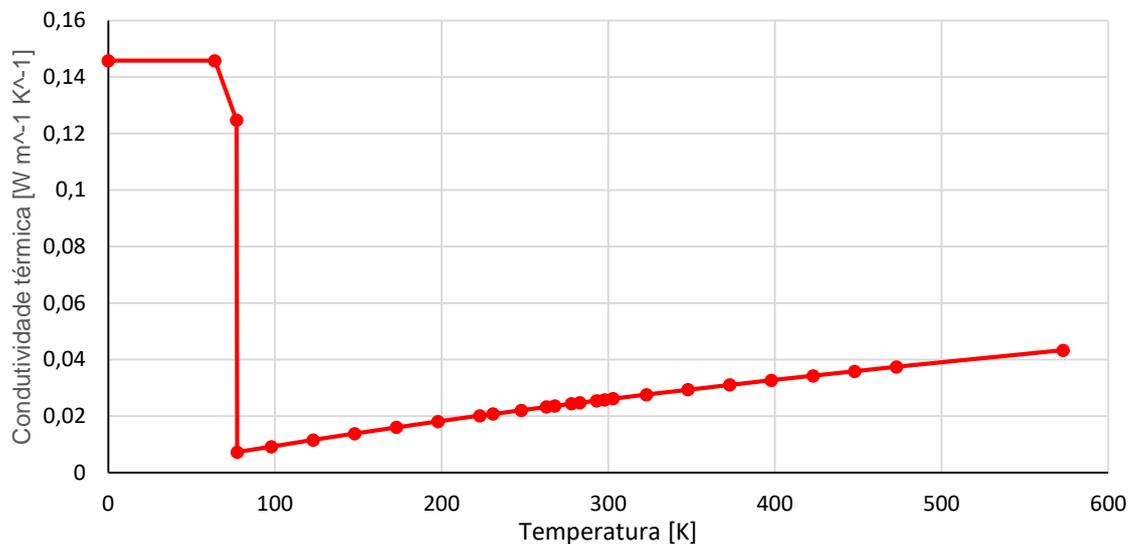


Figura 4.1, condutividade térmica do nitrogênio em função da temperatura.

O nitrogênio é modelado como um material híbrido, até 77 K são utilizadas as propriedades do nitrogênio líquido, enquanto para temperaturas acima de 77,24 K, são utilizadas as propriedades do nitrogênio como gás ideal. (STROBRIDGE, 1962)

4.1.2 Aço 304

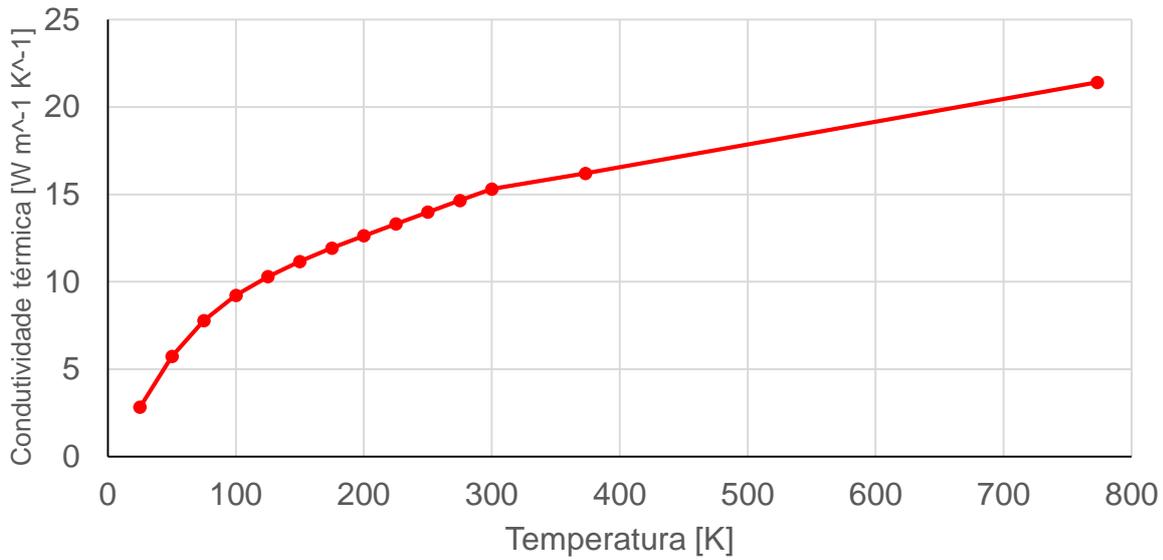


Figura 4.2, condutividade térmica do aço em função da temperatura.

Para modelar a transferência de calor por condução, precisamos de um modelo não linear do aço 304, especialmente no intervalo entre 70 e 300 K. O *Material Measurement Laboratory* do *National Institute of Standards and Technology* (NIST) possui uma compilação das propriedades de diversos materiais em temperaturas criogênicas (NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY), entre essas propriedades estão a condutividade térmica, o coeficiente de expansão linear e o módulo de Young. Para uma análise puramente térmica apenas o coeficiente de condutividade térmica é necessário, enquanto na análise termo estrutural são necessárias mais propriedades.

4.2 MODELOS INICIAIS

Primeiramente vamos gerar um modelo numérico para comparar com o modelo analítico. O modelo possui 7 condições de contorno: radiação interna com emissividade de 0,9; radiação externa com emissividade de 0,1; três fluxos de calor nas placas 1, 2 e 3 com intensidade 3,8 W; 3,425W e 42,4 W respectivamente; um fluxo de 1400 W/m² aplicado em toda a placa 1 e uma condição de isolamento para garantir a simetria do fluxo de calor.

Tabela 4.1, condições de contorno do modelo.

Tipo de condição	região	Valor
Fluxo de calor	S1	3,8 W ³
Fluxo de calor	S2	3,425 W ³
Fluxo de calor	S3	42,4 W ³
Fluxo de calor	S1	1400 W/m ²
Isolamento térmico	Plano de simetria	0 W
Radiação externa	Superfícies externas	$\varepsilon = 0,1; T_{\infty} = 300 \text{ K}$
Radiação interna	S1, S2, S3	$\varepsilon = 0,9$

Podemos aplicar essas condições no modelo teórico e comparar as temperaturas obtidas com os resultados do Ansys.

Tabela 4.2, diferenças de temperatura entre os modelos.

	T ₁ [K]	T ₂ [K]	T ₃ [K]
T _{surf} – analítico	491,86	464,07	466,14
T _{sun} – analítico	468,04	435,13	436,94
T _{média} – Ansys	506,22	458,36	469,83
T _{sun} – Ansys	470,01	412,61	425,90
ΔT_{surf}	14,36	-5,71	3,68
ΔT_{sun}	1,98	-22,51	-11,05

A placa da porta apresenta a temperatura mais alta devido à incidência da luz do simulador solar como esperado pelo modelo teórico.

³ Os valores são referentes à metade da radiação do corpo de teste conforme calculados na Tabela 3.5, página 13, porque estamos usando simetria no modelo.

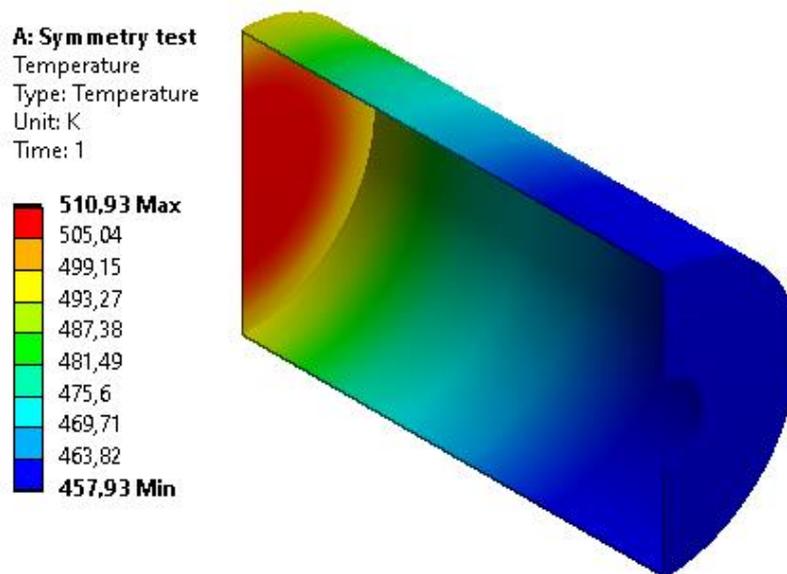


Figura 4.3, temperatura no modelo.

O fluxo de calor do corpo de teste em cada superfície é representado por 3 fluxos de calor distintos correspondentes aos da tabela 3.5. A temperatura na superfície 1 ficou próxima do valor analítico enquanto nas demais a diferença é significativa. O modelo analítico assume que toda a superfície tem a mesma temperatura o que não é real. Da tabela 3.6 sabemos que a superfície 1 atua como “fonte” de radiação para as outras superfícies e sabemos também que o fluxo de calor diminui com o quadrado da distância.

Devido às peculiaridades do modelo analítico⁴ temos que a superfície 1 mais se assemelha ao modelo analítico. Como a diferença entre a temperatura média e a temperatura de equilíbrio calculada analiticamente é muito pequena, podemos considerar que o modelo computacional implementado é de boa qualidade.

Podemos analisar a influência da espessura das placas na temperatura média de cada uma das superfícies ao parametrizarmos a espessura e analisar as temperaturas médias em diversos pontos de projeto utilizando o ambiente *Response Surface*.

⁴ O modelo analítico assume que não há condução de calor entre as placas, ou seja, toda a transferência de calor ocorre por radiação.

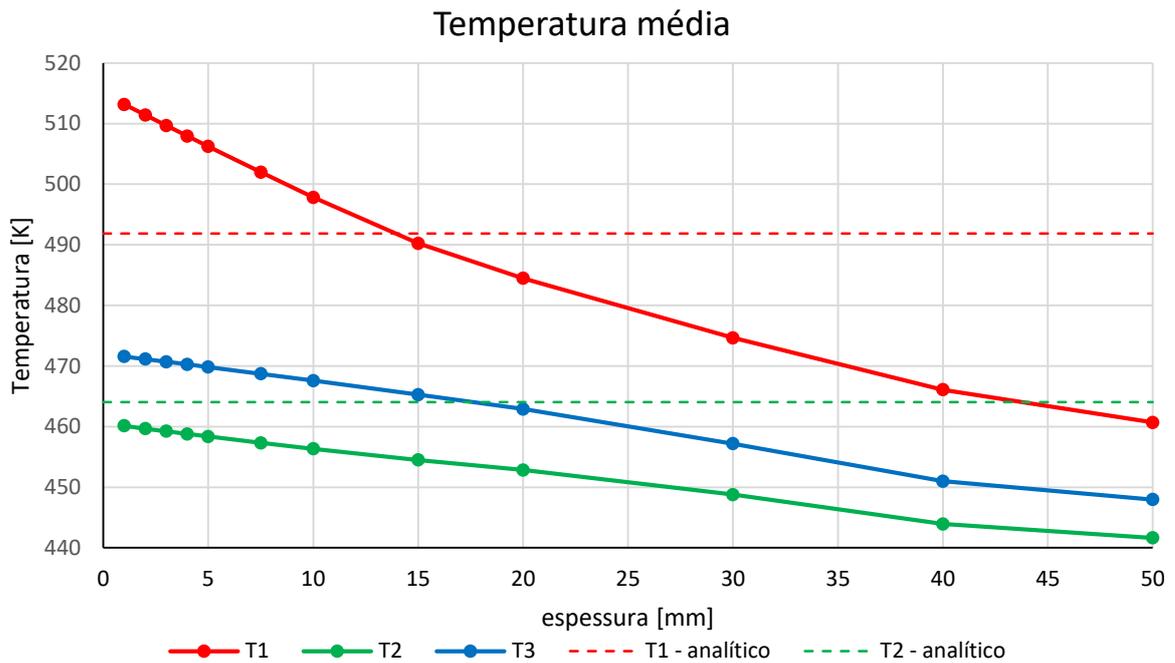


Figura 4.4, influência da espessura na temperatura das superfícies.

As temperaturas diminuem com o aumento da espessura porque o efeito da condução de uma placa à outra aumenta com a espessura. Como a placa 1 é plana, temos que o fluxo de calor através da placa é inversamente proporcional à espessura da placa. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015)

As diferenças de temperatura nas placas 2 e 3 ocorrem por outro motivo. O modelo analítico assume uma temperatura uniforme na superfície, porém sabemos que isso não é uma abordagem completamente realista. Da tabela 3.6 temos que a placa 1 age como fonte de calor para as outras placas e sabemos que a transferência de calor por radiação diminui com o quadrado da distância e aumenta com a quarta potência da temperatura. As partes da superfície 3 mais próximas da superfície 1 recebem um fluxo de calor maior, essas partes prontamente irradiam boa parte para o exterior, enquanto as partes mais distantes recebem relativamente pouco calor da região 1. Na prática a região 3 apresenta um comportamento de aleta.

Após a comparação com o modelo analítico e análise da espessura, é criado um novo modelo com espessura de 2mm com uma nova malha, estruturada e mais refinada que a original. A malha possui 44623 nós e 6148 elementos, todos hexagonais do tipo SOLID90. Como os elementos são muito finos o melhor parâmetro para análise de qualidade é *Skewness* (ANSYS INC, 2018). Com um *skewness* médio de 0,0235 e desvio padrão de 0,048, podemos dizer que a malha é de excelente

Skewness		elementos
0,75 - 0,9	ruim	0
0,5 - 0,75	razoável	15
0,25 - 0,5	bom	77
0 - 0,25	excelente	6056
0	perfeito	0

Tabela 4.3, qualidade da malha (ANSYS INC. 2018).

qualidade e altamente uniforme. Na verdade apenas 15 dos 6148 elementos são razoáveis, todos os outros são de qualidade boa ou excelente.

Esses elementos estão concentrados em uma parte pequena que representa apenas 0,12% do volume total da malha. Essa

parte representa uma entrada de nitrogênio líquido numa análise futura e terá uma condição de contorno de temperatura aplicada, o que minimiza o erro térmico.

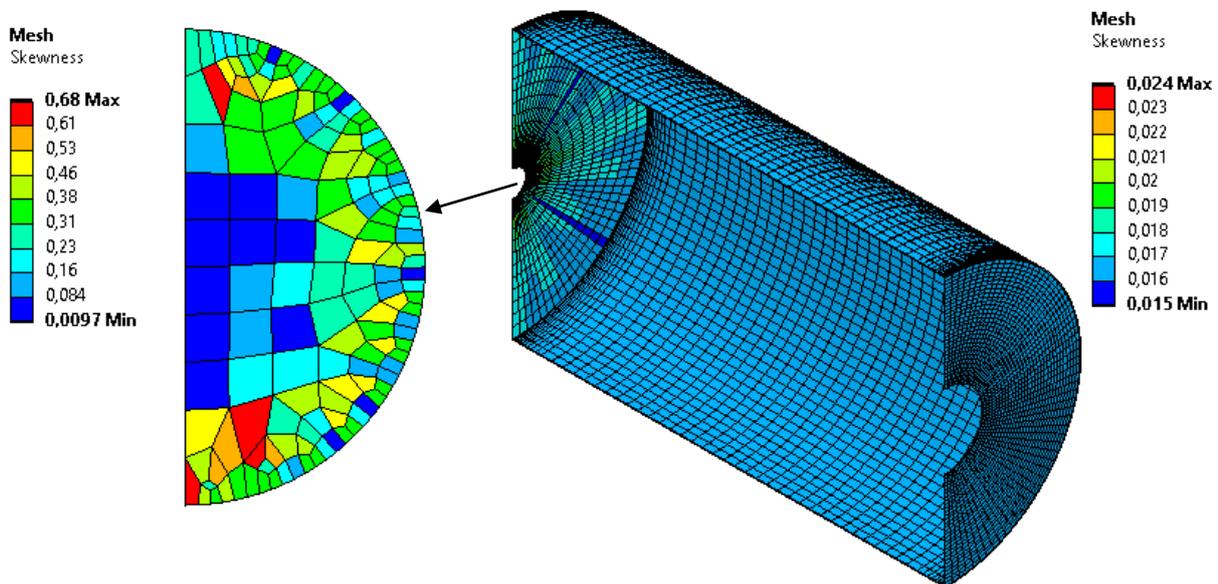


Tabela 4.4, malha base utilizada.

As condições de contorno são as mesmas do modelo original. Foi necessário criar uma nova geometria para não utilizar a parametrização da espessura no modelo original. Essa parametrização foi feita para se investigar a influência da espessura na temperatura. O modelo novo serve como base para as análises posteriores, onde serão adicionados a tubulação de nitrogênio e os componentes estruturais.

As condições de contorno são as mesmas mencionadas na Tabela 4.1. A qualidade da simulação térmica pode ser conferida pelo erro térmico. Com um erro máximo de 5,6E-4 e médio de 2,76E-6 podemos confirmar que a malha utilizada é adequada ao problema

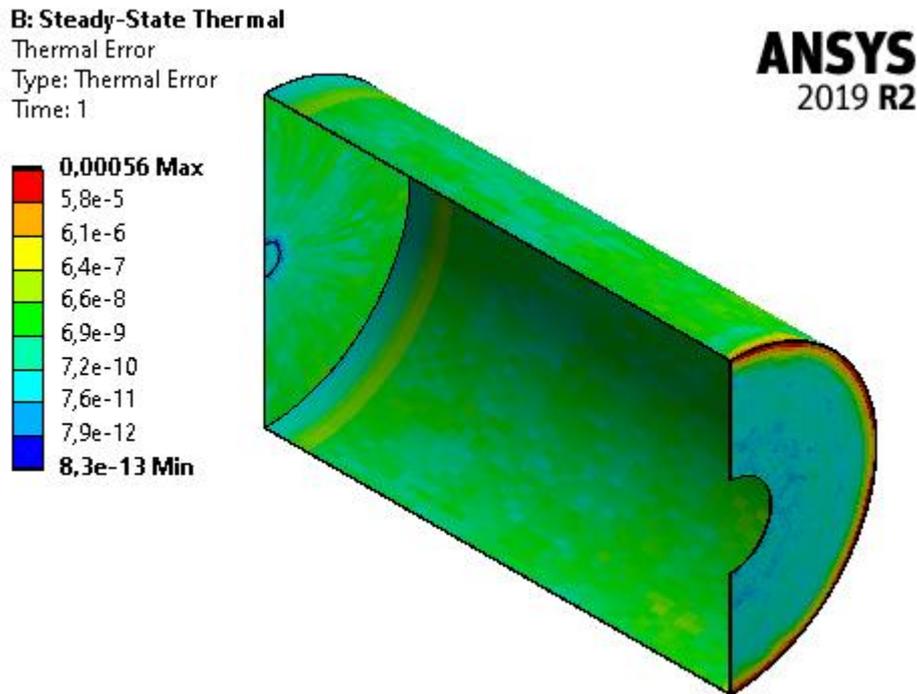


Figura 4.5, erro térmico do modelo inicial.

Podemos extrair a temperatura média na superfície interna e utilizar essa temperatura no cálculo da demanda de nitrogênio líquido

Tabela 4.5, temperatura na superfície interna.

Placa	1	2	3
T _{média} – Ansys	504,83 K	438,91 K	450,14 K
T _{sun} – Ansys	485,79 K	407,07 K	421,31 K

4.2.1 Influência da emissividade

Outro parâmetro de projeto de grande importância é a emissividade nas superfícies internas e externas. A emissividade externa baixa pode ser obtida polindo a superfície externa do metal enquanto a emissividade interna alta necessita de um revestimento preto fosco que resista ao ambiente de vácuo. (ASH, 2015)

A influência das emissividades pode ser encontrada por meio de uma parametrização das condições de contorno de radiação no Ansys (uma de radiação externa e uma interna). É necessário aplicar uma nova condição de fluxo de calor nas superfícies 2 e 3 representando o calor refletido imediatamente pela porta. Essa nova condição de contorno é definida como um fluxo de $275^5 (1 - \epsilon_{\text{interno}})$ [W]. Essa abordagem exige a modificação do fluxo de calor na porta para levar em conta o calor refletido, dessa forma a porta está exposta a um fluxo de $1400 \epsilon_{\text{interno}}$ [W m⁻²]. Podemos avaliar a relação da temperatura e das emissividades interna e externa de forma mais clara

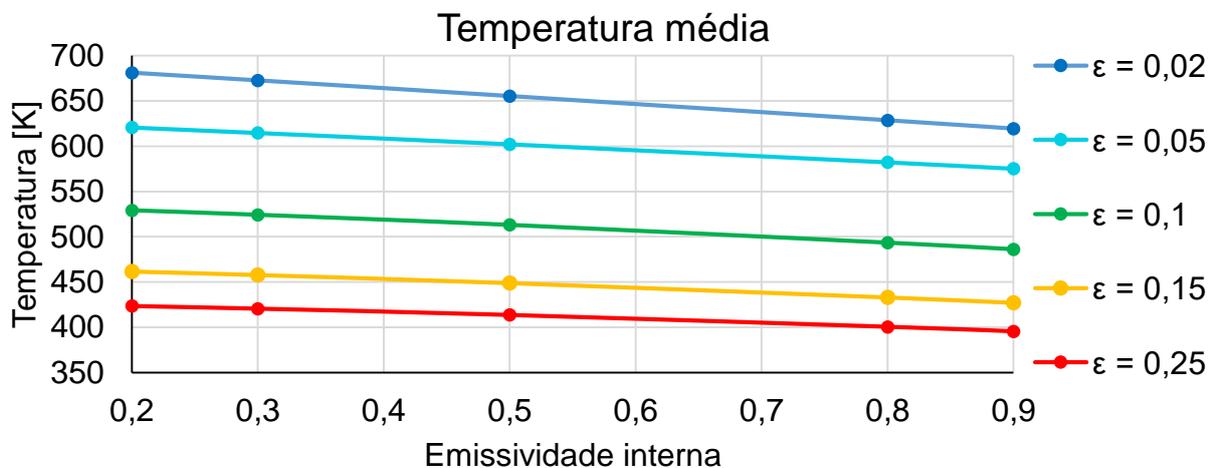


Figura 4.6, temperatura média em função das emissividades.

Na figura acima podemos ver a temperatura média nas superfícies das placas em função da emissividade interna – entre 0,2 e 0,9 – para cinco emissividades externas (ε) diferentes entre 0,02 e 0,25. Podemos verificar que a temperatura média na superfície das placas aumenta quando as emissividades, tanto interna quanto

⁵ Um fluxo de 1400 W/m² aplicado na porta, cuja área é de 0,1965 m², gera um fluxo de 274,89 W

externa, são baixas. Esse comportamento ocorre nas placas 2 e 3 e é levemente diferente na porta.

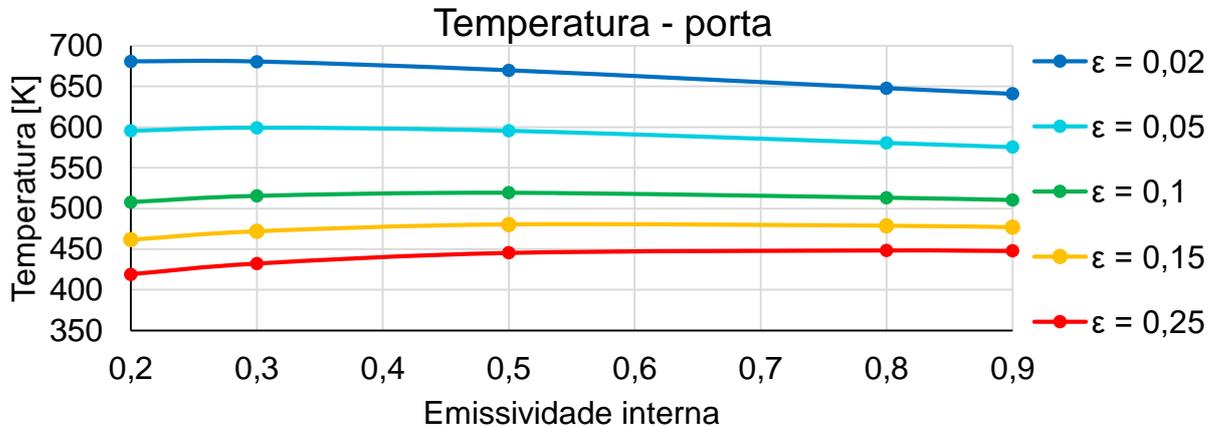


Figura 4.7, temperatura na porta em função da emissividade interna.

Na porta, há uma mudança na influência da emissividade na temperatura. Com uma emissividade interna baixa e externa alta, a temperatura tende a aumentar com o aumento da emissividade interna. Nesse caso temos que a derivada $\partial T / \partial \epsilon_{\text{interna}}$ é positiva.

Podemos avaliar qual das duas emissividades tem um efeito maior sobre a temperatura média das placas por meio das derivadas parciais numéricas em relação às duas emissividades. Com base nos valores podemos afirmar que nas condições analisadas (sem fluxo de nitrogênio) a emissividade externa tem maior influência na temperatura média

Porém a temperatura operacional é muito mais baixa do que a calculada nesse cenário devido ao fluxo de nitrogênio nas placas. Isso muda o comportamento superfície externa que passa a absorver calor do ambiente ao invés de irradiar calor para o ambiente a 300K.

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

Tabela 4.6, derivada parcial numérica em relação à emissividade externa.

$\Delta\epsilon_{\text{externa}}$	0,02→0,05	0,05→0,1	0,1→0,15	0,15→0,2	0,2→0,25
$\epsilon_{\text{interna}}$					
0,2	-2012,15	-1829,40	-1350,32	-528,43	-235,59
0,3	-1929,98	-1808,23	-1329,41	-514,81	-229,17
0,5	-1769,79	-1781,58	-1284,29	-488,47	-216,83
0,8	-1543,98	-1775,26	-1209,13	-450,81	-199,41
0,9	-1472,74	-1779,80	-1181,98	-438,49	-193,78

Tabela 4.7, derivada parcial numérica em relação à emissividade interna.

$\epsilon_{\text{externa}}$	0,02	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
$\Delta\epsilon_{\text{interna}}$						
0,2→0,3	-84,64	-59,99	-49,40	-38,94	-32,13	-28,92
0,3→0,5	-86,62	-62,59	-55,93	-44,65	-38,07	-34,98
0,5→0,8	-89,09	-66,51	-65,45	-52,93	-46,65	-43,75
0,8→0,9	-92,08	-70,71	-72,98	-59,41	-53,25	-50,43

Além do mais, a emissividade interna não deve ser alta (ASH, 2015), não por motivos térmicos e sim para melhor simular o ambiente espacial. Caso a emissividade interna seja muito baixa, o calor irradiado seria refletido entre as paredes internas ocasionando iluminação no corpo de teste que não condiz com a iluminação presente no espaço. A radiação que incide sobre o corpo de teste deve vir quase que totalmente da fonte de luz, assim como a radiação incidente em um satélite vem quase toda do Sol. (BOUSHON, 2018)

4.2.2 Refrigeração por nitrogênio

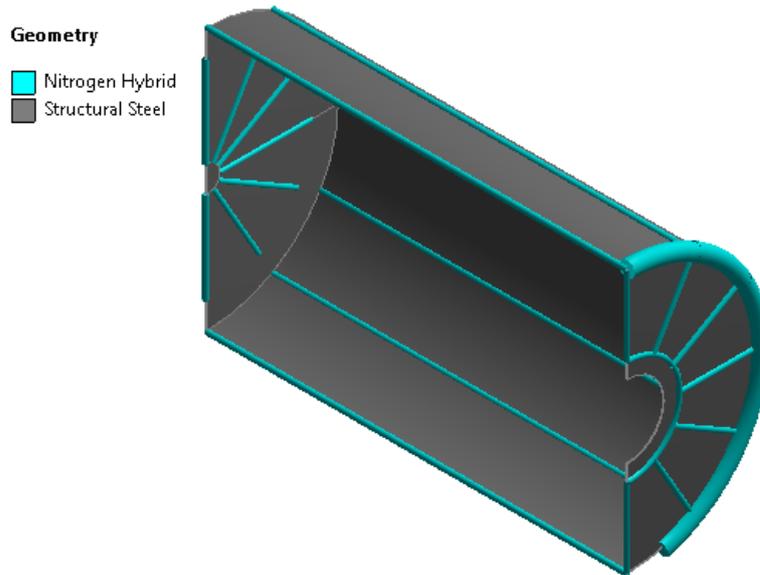


Figura 4.8, posicionamento da tubulação de nitrogênio.

Primeiro temos que calcular quanta potência de refrigeração é necessária fazendo o balanço de potências usando as temperaturas médias calculadas pelo Ansys.

$$\dot{Q}_{emiss}(T_{ansys}) = \dot{Q}_{abs}(T = 123,15K) + \dot{Q}_{LN2} \quad (4.2.1)$$

Em que Q_{emiss} é o fluxo de calor emitido pela placa à temperatura média calculada e Q_{abs} é o fluxo de calor absorvido pela superfície. Aplicando os valores adequados temos a potência de refrigeração necessária:

$$\dot{Q}_{LN2} = \left\{ \begin{array}{l} 321,5035 \\ 8,4329 \\ 160,6655 \end{array} \right\} [W] \rightarrow 409,602 W \quad (4.2.2)$$

O nitrogênio é injetado na tubulação à 77K, uma temperatura muito próxima da ebulição, então teremos um escoamento bifásico. Podemos calcular dois cenários, um em que é injetado nitrogênio 100% líquido e outro 100% gasoso, para termos um valor mínimo e um valor máximo para o fluxo de massa de nitrogênio. Os procedimentos são idênticos aos descritos no item 3.2.3.

Tabela 4.8, fluxo de massa de nitrogênio calculado.

Placa	1 [kg/h]	2 [kg/h]	3 [kg/h]	Total [kg/h]
100% LN2	4,692348	0,12307932	2,3449212	7,16034852
100% GN2	24,285348	0,6369984	12,136176	37,0585224

O nitrogênio é circulado por 12 tubos em cada placa, o nitrogênio aquecido é coletado por um tubo na junção entre as placas 2 e 3.

Os valores calculados para o fluxo de massa na Tabela 4.8 se mostraram insuficientes para refrigerar as placas como desejado, em especial a porta. Portanto o fluxo de massa utilizado nas simulações posteriores foi maior conforme a tabela abaixo. Os valores foram ajustados manualmente até que a temperatura média estivesse próxima ao valor de 123K desejados. Uma solução mais sofisticada seria parametrizar o fluxo de massa em uma ou mais superfícies e utilizar o ambiente *Response Surface* para escolher o fluxo de massa ideal.

Tabela 4.9, parâmetros utilizados nas simulações.

	1	2	3	Total
\dot{Q}_{emiss}	469,482	59,536	469,682	998,700 [W]
\dot{Q}_{abs}	-17,525	-16,151	-112,157	-145,832 [W]
\dot{Q}_{LN2}	487,006	75,686	581,840	1.144,532 [W]
\dot{m}_{LN2}	1,97E-03	3,07E-04	2,36E-03	4,64E-03 [kg/s]
	7,109	1,105	8,494	16,708 [kg/h]
\dot{m}_{GN2}	1,02E-02	1,59E-03	1,22E-02	2,40E-02 [kg/s]
	36,823	5,723	43,994	86,539 [kg/h]

Os tubos são classificados em 3 grupos: distribuição, refrigeração e coleta. Os tubos de distribuição servem para distribuir nitrogênio líquido aos tubos de refrigeração enquanto os tubos de coleta são responsáveis por coletar o vapor de nitrogênio. Os tubos de coleta das placas 2 e 3 formam um arco de 165° partindo do topo e seguindo a junção entre as placas 2 e 2, esse arco não é completo para evitar conflitos futuros na modelagem da tubulação. Os tubos de distribuição da placa 2 formam um círculo ao redor da espia com raio de 10cm. Cada placa possui 12 tubos

de refrigeração, como estamos utilizando condições de simetria, podemos simular com apenas 7. Atenção especial deve ser dada aos tubos no eixo de simetria, a condição de contorno aplicada nesses tubos deve ter metade do fluxo de massa dos tubos do mesmo tipo.

O fluxo de massa na porta é orientado para o eixo de simetria, dessa forma o vapor de nitrogênio pode ser coletado por um único tubo no centro da placa. Na placa 2 o fluxo de massa é em direção radial, ou seja, em direção aos tubos de coleta. Na placa 3 o fluxo de massa segue em direção aos tubos de coleta. Nessa placa temos que o fluxo de calor próximo da porta é maior, portanto o nitrogênio líquido deve ser injetado próximo da porta para remover o máximo de calor. Caso fosse definido o contrário, o nitrogênio líquido evaporaria antes de chegar nessa parte e como a condutividade térmica do vapor de nitrogênio é muito menor que do nitrogênio líquido (vide figura 4.1) teríamos um aproveitamento menor do nitrogênio, resultando na necessidade de um fluxo de massa maior.

A simulação é feita em dois passos com o fluxo de nitrogênio, um sem o simulador solar e outro com o fluxo de 1400W/m^2 do simulador solar. Dessa forma podemos obter a temperatura de dois modos de operação da câmara na mesma simulação.

Os tubos são modelados com elementos do tipo *FLUID116* (ANSYS INC, 2018), então os contatos com os elementos sólidos (*SOLID90*) são definidos com o

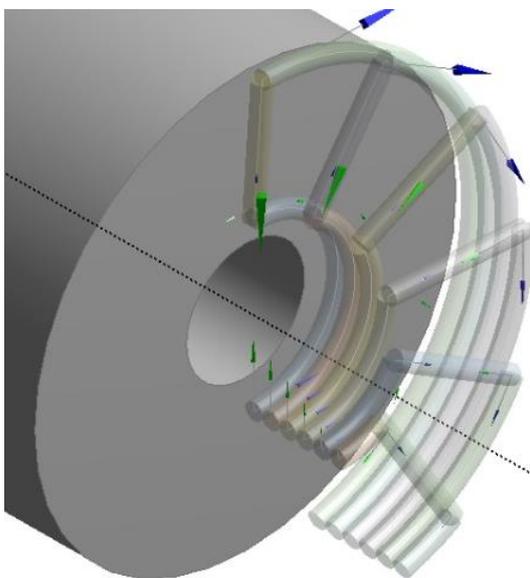


Figura 4.9, tubos na superfície 2.

elemento *CONTA175*. Isso pode ocasionar fluxos de calor muito grandes na região de contato e conseqüentemente o erro térmico calculado será grande. Isso não significa que os resultados são incorretos, o erro térmico indica onde a malha poderia ser melhor refinada, porém como temos um contato envolvendo elementos do tipo *FLUID116*, a malha induz um ponto de concentração de fluxo de calor. (ANSYS INC, 2018)

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

A condição de contorno de fluxo de massa só pode ser aplicada em linhas e o fluxo de massa não pode ser descrito como uma função espacial (ANSYS INC, 2018) mas apenas como uma constante ou variando no tempo. Essas limitações da condição de contorno determinaram a criação da geometria dos tubos. Os tubos de distribuição na superfície 2 poderiam ser descritos como 12 segmentos de arco idênticos, cada um com um fluxo de massa diferente dos outros ou poderiam ser descritos como 12 segmentos de arco distintos, todos com o mesmo fluxo de massa o que implica em corpos sobrepostos. Porém os corpos definidos como fluido térmico não são considerados nas análises estruturais. Caso fossem descritos como viga, teríamos sérios problemas de colisão. Os tubos fazem contato com a superfície, na figura 4.9 foi adicionado um offset para que a geometria dos tubos fique visível com mais clareza. Da forma como foram definidos os tubos, existe uma dobra entre o tubo de admissão e o de refrigeração. Isso gera um aviso com relação à descontinuidade na orientação dos tubos.

Podemos extrair a temperatura média nas superfícies internas para os dois passos da simulação.

Tabela 4.10, temperatura média nas superfícies.

Modo	T1 [K]	T2 [K]	T3 [K]	T _{média} [K]
sem luz	80,453	129,36	111,22	111,10
com luz	132,65	129,81	111,62	120,79

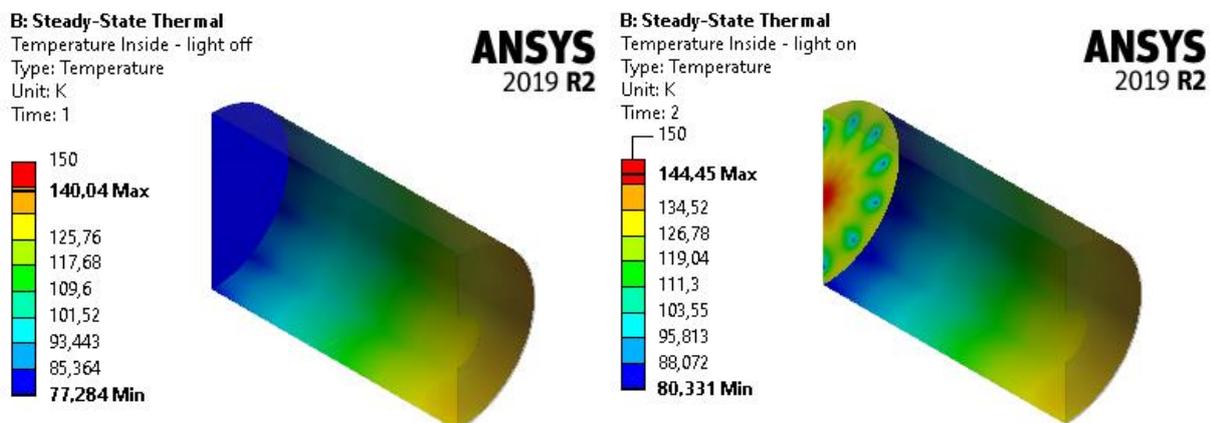


Figura 4.10, temperatura com fluxo de nitrogênio.

Ao avaliarmos a influência das emissividades nas temperaturas médias, temos uma mudança no comportamento em relação à emissividade externa. Quanto menor a emissividade externa, menor a temperatura média. Isso está de acordo com o esperado, pois a baixas temperaturas o calor é irradiado do ambiente para as placas e não o contrário, como foi constatado na análise sem o fluxo de nitrogênio. Portanto, sem alterar o fluxo de nitrogênio, temos que o melhor cenário é uma alta emissividade interna e uma baixa emissividade externa, isso implica no uso de um revestimento interno que consiga suportar os ciclos térmicos e o ambiente de vácuo (ASH, 2015).

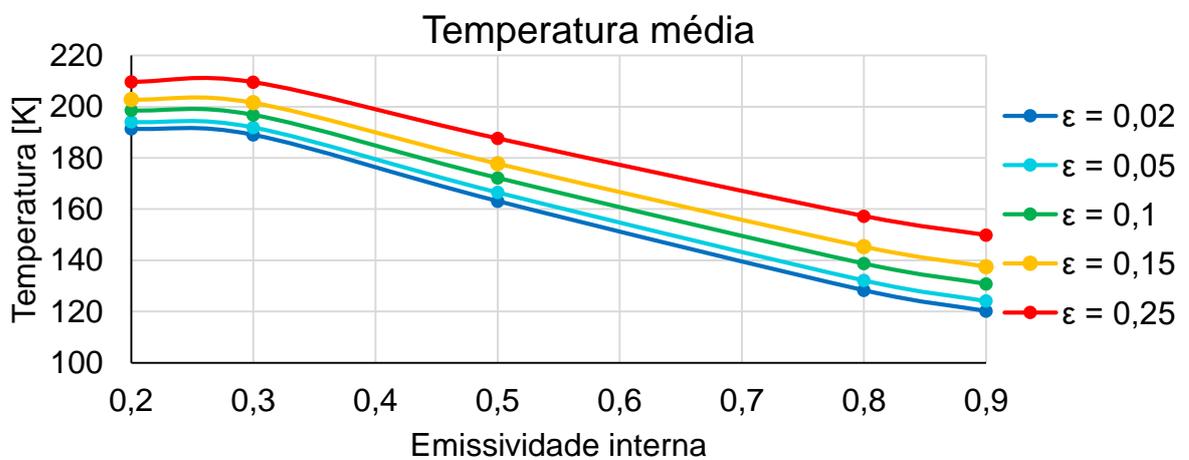


Figura 4.11, temperatura média em função das emissividades.

Podemos então fazer uma análise da influência da emissividade interna e externa como no item 4.2.1 de forma mais fidedigna ao sistema real. Nesse caso temos que a emissividade externa não afeta significativamente a temperatura média, pelo menos no intervalo analisado de 0,02 a 0,25. Já a emissividade interna tem um forte impacto na temperatura média das placas térmicas. Em relação à temperatura média o ideal é o uso de um revestimento de alta emissividade nas superfícies internas.

4.2.3 Consideração sobre a mudança de fase do nitrogênio

O passo seguinte envolve simular o calor absorvido pela evaporação do nitrogênio dentro da tubulação, porém isso gera um impasse. O tipo de elemento FLUID116 não considera a entalpia do material, (ANSYS, INC, 2011) apenas a transferência de calor por condução ou convecção dependendo das propriedades (ANSYS, INC, 2011). Porém, os elementos que consideram entalpia não consideram o fluxo de massa. Portanto foram encontradas quatro possíveis soluções:

1. Utilizar um fluxo de massa equivalente.
2. Criar um tipo de elemento customizado que leve em conta a entalpia da mudança de fase e o fluxo de massa
3. Aplicar elementos de controle COMBI37 para aplicar um fluxo de calor caso a temperatura exceda 77K.
4. Aplicar uma geração de calor, dependente da temperatura, nos nós dos elementos FLUID116 análoga ao calor absorvido pela mudança de fase.

A primeira opção é bastante simples, sendo necessária apenas a mudança de um parâmetro. As opções restantes exigem um certo grau de manipulação no APDL, dentre essas, a última opção é drasticamente mais simples visto que o elemento FLUID116 consegue lidar com uma geração de calor interna. Para inserir uma geração de calor dependente da temperatura no Workbench, é necessário implementar um comando no APDL.

4.2.3.1 Fluxo de massa equivalente

Considere dois fluxos de massa, um de nitrogênio líquido e um de nitrogênio gasoso, podemos calcular o fluxo de massa de GN2 que absorve o mesmo fluxo de calor que o fluxo de LN2. O fluxo de calor absorvido pelo nitrogênio é calculado pela equação abaixo

$$\dot{Q}_{LN2} = \dot{m}_{LN2} (\Delta h + c_p \Delta T) \quad (4.2.3)$$

$$\dot{Q}_{GN2} = \dot{m}_{GN2} (c_p \Delta T) \quad (4.2.4)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{LN2} &= \dot{Q}_{GN2} \\ \dot{m}_{LN2} (\Delta h + c_p \Delta T) &= \dot{m}_{GN2} (c_p \Delta T) \end{aligned} \quad (4.2.5)$$

Rearranjando a equação acima, obtemos

$$\dot{m}_{GN2} = \dot{m}_{LN2} \frac{\Delta h + c_p \Delta T}{c_p \Delta T} \quad (4.2.6)$$

Ao utilizarmos uma temperatura de entrada de 77 K e saída de 123.15 K (como utilizado na seção 3.2.3) podemos definir $\Delta T = 46,15$ K, portanto

$$\dot{m}_{GN2} = \dot{m}_{LN2} \frac{199000 \left[\frac{J}{kg} \right] + 1040,7 \left[\frac{J}{kg K} \right] 46,15 [K]}{1040,7 \left[\frac{J}{kg K} \right] 46,15 [K]} \quad (4.2.7)$$

$$\dot{m}_{GN2} = 5,1755 \dot{m}_{LN2}$$

4.3 GEOMETRIA CILÍNDRICA

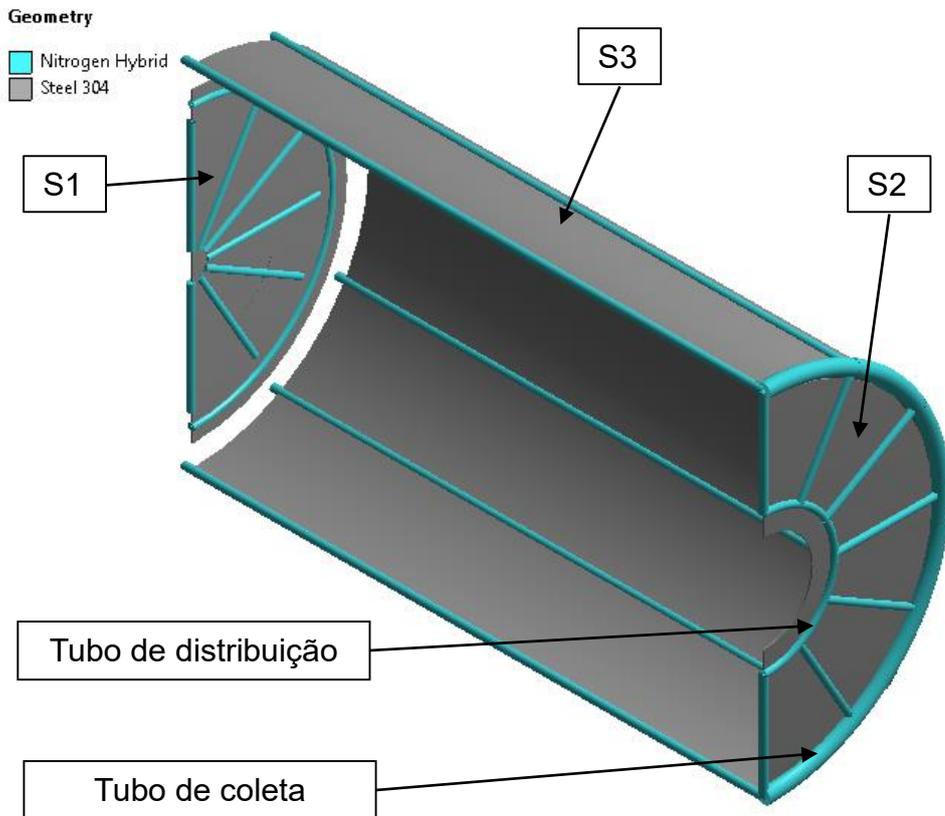


Figura 4.12, representação dos materiais aplicados na geometria.

A geometria consiste em um cilindro de 800mm de comprimento, 500 mm de diâmetro e 2mm de espessura. A placa 1 é um disco plano fixado na porta do vaso de pressão, a placa 2 é um disco com uma janela DN140 enquanto a placa 3 é uma casca cilíndrica. As placas são refrigeradas por um fluxo de nitrogênio circulando em tubos de 10mm de diâmetro interno. Um tubo de 20mm atua como coletor do nitrogênio aquecido. Os tubos de nitrogênio são acompanhados por tubos de aço 304 cuidadosamente posicionados para a simulação estrutural posterior. Os tubos de aço foram omitidos na figura para gerar uma representação mais clara da geometria. Além desses componentes, a geometria possui 3 pontos de apoio modelados como vigas curtas posicionados na superfície 3. Na figura acima os suportes mencionados não são visíveis devido ao ponto de vista da imagem.

Note que há um espaço significativo entre a placas S1 e S3, esse espaço serve para facilitar o posicionamento do tubo de distribuição de nitrogênio, assim como facilitar o fechamento da porta. Perceba também que os tubos de nitrogênio

“atravessam” a superfície das placas, como mencionado antes, o nitrogênio é modelado com elementos do tipo *FLUID116* (ANSYS INC, 2018) e o fluxo de calor nesses elementos ocorre apenas na linha centro a qual está posicionada na superfície externa das placas, além disso os elementos *FLUID116* são ignorados na simulação estrutural, portanto não há problema no posicionamento desses elementos.

A simulação foi realizada utilizando simetria plana no plano *XY*, dessa forma é necessária apenas a metade dos elementos em relação a um modelo sem simetria. O fluxo de massa nos tubos coincidentes ao eixo de simetria deve ser descrito com cuidado para preservar a simetria. Tais tubos devem ter metade do fluxo de massa dos seus correspondentes fora do eixo de simetria.

4.3.1 Condições de contato e malha

A placa 1 é separada em 3 componentes (disco central, anel interno e anel externo) para gerar uma malha estruturada para reduzir a quantidade total de nós e elementos. As placas necessitam de quatro condições de contato do tipo bonded com as seguintes configurações:

1. Face → face, entre o disco central e o anel interno;
2. Vértice → face, entre o apoio 1 e a face externa da superfície 3;
3. Vértice → face, entre o apoio 2 e a face externa da superfície 3;
4. Vértice → face, entre o apoio 3 e a face externa da superfície 3;

A tubulação de nitrogênio utiliza dois grupos de contato; um grupo do tipo bonded entre as linhas de centro e as superfícies externas das placas e um grupo do tipo bonded entre as linhas de centro nas interseções dos tubos.

A malha gerada é estruturada de forma que a quantidade de elementos no perímetro das faces é parametrizada, assim como o tamanho alvo dos elementos. Dessa forma é possível fazer uma análise de sensibilidade à malha nos resultados. A malha é estruturada de forma que todos os elementos sólidos são do tipo HEX20.

Ao medirmos a qualidade da malha pelo parâmetro *skewness* temos um valor médio de $1,635 \times 10^{-2}$ e desvio padrão de $1,7926 \times 10^{-2}$; com isso temos que a malha é de boa qualidade e altamente uniforme. Os elementos no disco central não são de qualidade muito boa, um desses elementos tem 0,438 de *skewness*, mas

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

considerando que estão posicionados em uma área que tem um gradiente térmico pequeno (estão na saída de nitrogênio) tais valores são aceitáveis.

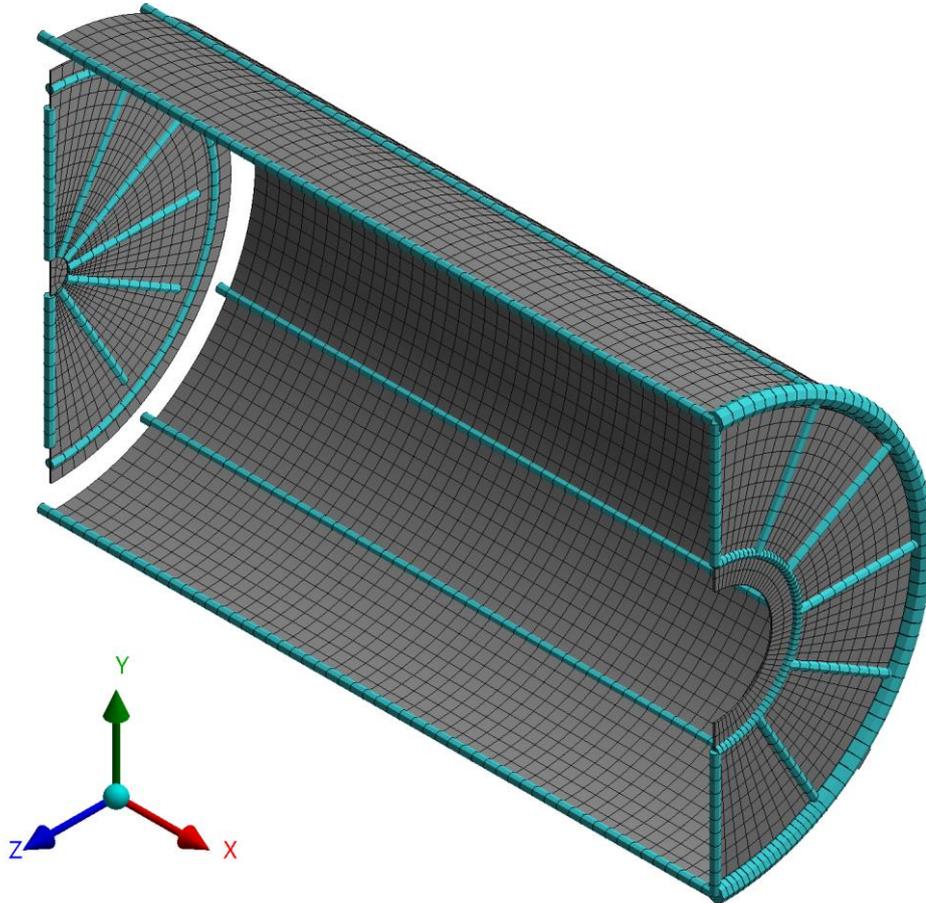


Figura 4.13, malha base utilizada.

Os parâmetros de configuração da malha foram alterados para gerar 5 malhas:

Tabela 4.11, malhas utilizadas na simulação.

Tamanho dos elementos	Quantidade de nós
20	21.420
15	36.098
10	72.678
8	110.132
6	187.581
5	267.188

4.3.2 Condições de contorno

Tabela 4.12, condições de contorno do modelo.

Tipo de condição	região	Valor
Fluxo de calor	S1	5,0262072 W
Fluxo de calor	S2	6,1998292 W
Fluxo de calor	S3	65,5527 W
Fluxo de calor	S1	1120 W/m ²
Isolamento térmico	Plano de simetria	0 W
Radiação externa	Superfícies externas	$\epsilon = 0,2$; $T_{\infty} = 293$ K
Radiação interna	S1, S2, S3	$\epsilon = 0,8$
Fluxo de massa	tubulação	20,106; 0,41; 3,545 kg/h
Temperatura	Entradas de Nitrogênio	77 K

A simulação foi configurada utilizando um fluxo de massa equivalente, ou seja, o fluxo de massa aplicado é 5,17 vezes maior do que o calculado analiticamente para levar em consideração a mudança de fase do nitrogênio.

Foram necessários 17 fluxos de massa distintos para simular corretamente a transferência de calor no modelo; 3 para os conjuntos de tubos em cada superfície, 3 para os tubos no eixo de simetria, 5 para o tubo de distribuição na placa 2 e por final, 6 fluxos de massa para o tubo de coleta de nitrogênio entre as placas 2 e 3.

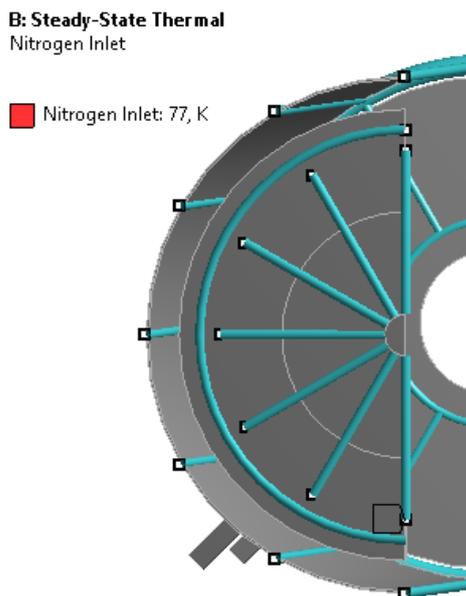


Figura 4.14, entradas de nitrogênio.

A configuração da solução passou por uma alteração em relação aos valores padrão, o parâmetro *Hemicube Resolution* foi alterado para 15. Esse parâmetro regula a resolução do cálculo da matriz radiossidade e tem um peso computacional significativo, porém isso aumenta a acurácia da simulação (ANSYS INC, 2018). Considerando que o fluxo de calor por radiação tem um grande impacto nessa simulação, é útil utilizar uma matriz radiossidade mais precisa.

4.3.3 Resultados

Tabela 4.13, valores de temperatura encontrados para cada malha.

Total de nós	T ₁ [K]	T ₂ [K]	T ₃ [K]	T _{média} [K]
21420	113,2351	111,0596	114,9774	113,9930
36098	113,8924	111,2239	116,9450	115,4456
72678	112,1240	111,4845	114,9628	113,9273
110132	111,9622	111,5767	114,9064	113,8985
187581	112,9071	111,3874	116,2506	115,0009
267188	113,6312	111,3451	114,9108	114,1972
média	112,9587	111,3462	115,4922	114,4104
σ	0,7179	0,1688	0,8075	0,5966
	0,64%	0,15%	0,70%	0,52%

Podemos representar os dados da tabela acima de forma mais clara, demonstrando os resultados para as malhas com elementos de 20, 15, 10, 8, 6 e 5mm.

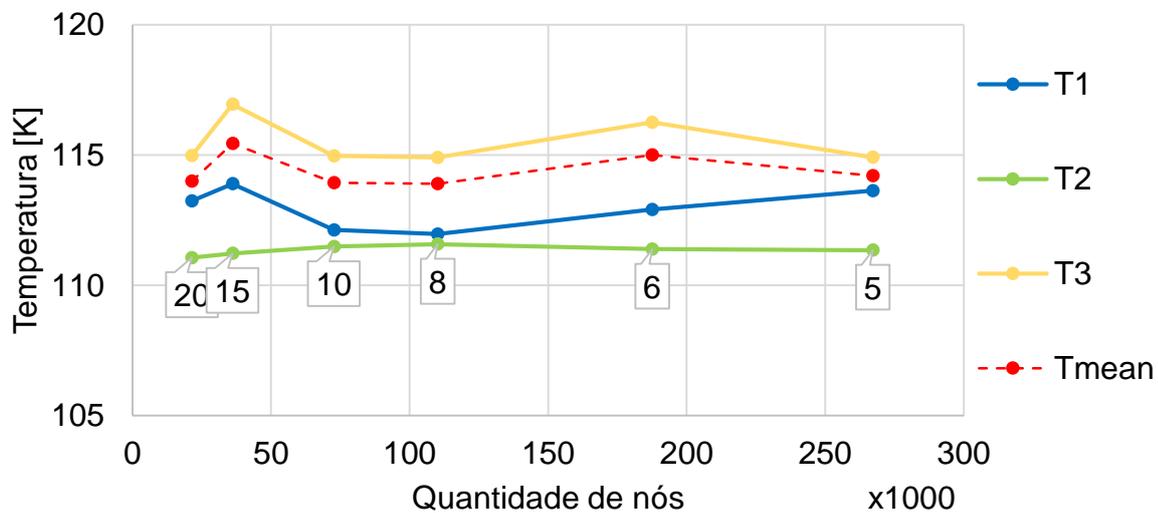


Figura 4.15, Temperatura média em função do número de nós.

A variação da temperatura média de cada superfície é muito pequena, com desvio padrão inferior a 1% do valor médio, portanto podemos concluir que os valores encontrados são independentes da malha. O valor médio obtido pelas

simulações é menor do que o calculado analiticamente, isso provavelmente se deve à não aplicação dos reflexos da radiação entre as superfícies⁶.

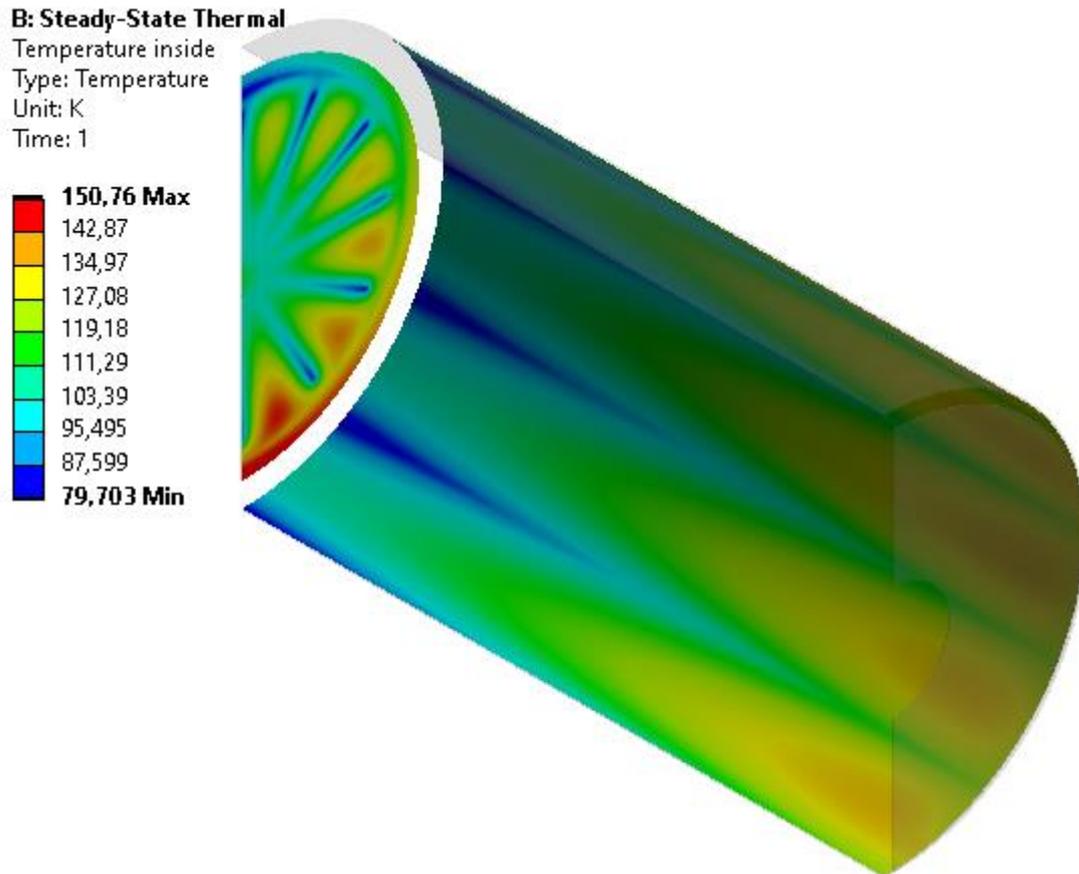


Figura 4.16, campo de temperatura calculado.

A distribuição de temperatura na placa 1 apresenta uma região quente no fundo, o que é um efeito do fluxo de massa no tubo circular. O tubo circular foi adicionado para absorver o calor próximo das entradas de N₂ dos tubos radiais da placa 1 e por consequência diminuir o gradiente térmico nessa área. Na configuração utilizada os fluxos de massa no tubo circular e nos tubos radiais são iguais. A temperatura na placa 1 pode ser melhorada com alguns ajustes no fluxo de massa nos tubos radiais e no tubo circular. A temperatura do nitrogênio na saída dos tubos radiais é próxima de 100 K enquanto na saída do tubo circular o nitrogênio a temperatura é próxima a 140 K. Essas diferenças com relação a temperatura alvo

⁶ Na análise teórica, apenas os reflexos das fontes pontuais foram levados em conta.

(123K) indica que o fluxo de massa nos tubos radiais pode ser reduzido enquanto no tubo circular o fluxo de massa ideal é maior.

A distribuição de temperatura na placa 3 é mais previsível, os pontos quentes estão nos pontos mais distantes das entradas de nitrogênio. A temperatura máxima é de apenas 137 K.

A distribuição de temperatura na placa 2 é um pouco mais complexa porque possui apenas uma entrada de nitrogênio. O nitrogênio passa por um tubo de distribuição próximo da espia antes de passar pelos tubos radiais da placa 2, isso faz com que a temperatura na entrada de cada tubo radial seja diferente.

O nitrogênio utilizado para refrigerar as placas 2 e 3 é coletado pelo tubo de coleta, se o fluxo de massa nessas placas foi bem dimensionado, teremos uma temperatura próxima do valor teórico de 123 K. A temperatura na saída de nitrogênio é de 121,57K valor muito próximo do desejado.

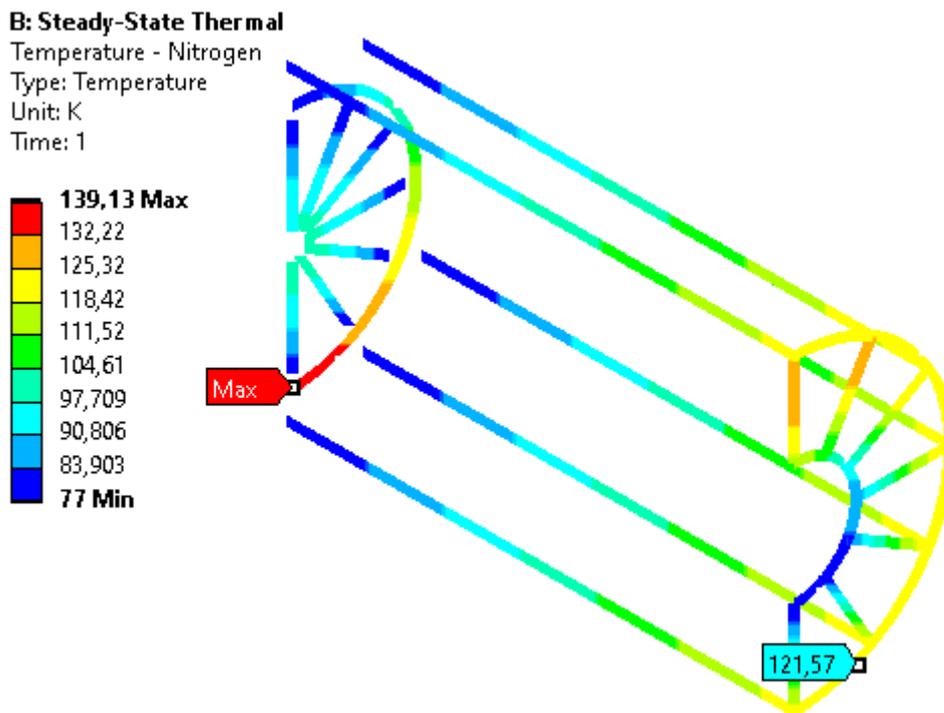


Figura 4.17, temperatura do nitrogênio nos tubos.

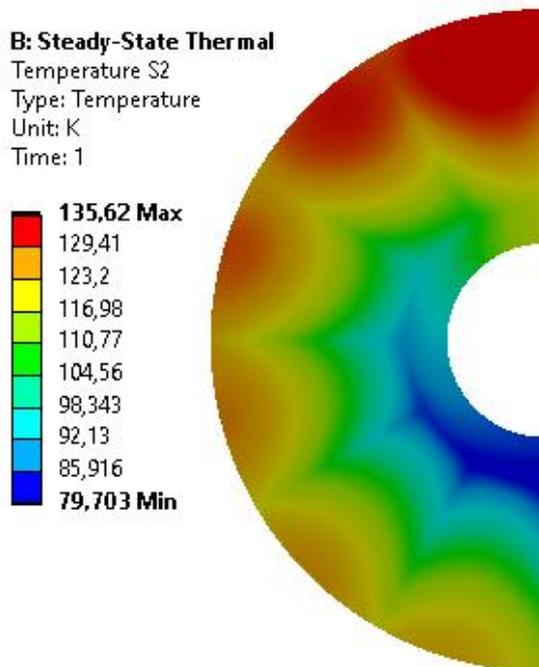


Figura 4.18, temperatura na placa 2.

Na figura acima podemos ver a temperatura do nitrogênio, percebe-se que a temperatura praticamente não varia no tubo de coleta, um indício claro de que os fluxos de massa nas placas 2 e 3 estão muito próximos do ideal.

4.3.4 Simulação de funcionamento em alta temperatura

O funcionamento em alta temperatura foi simulado com um novo passo de solução no ambiente de análise térmica em regime permanente – *Steady State Thermal* – no Ansys, dessa forma podemos utilizar a mesma

simulação para a análise dos funcionamentos frio e quente.⁷ Para isso são necessárias três alterações nas condições de contorno utilizadas na análise anterior, conforme apresentadas anteriormente na Tabela 4.12:

- As fontes pontuais foram desativadas para representar um cenário “pessimista” em que toda a potência de aquecimento é oriunda apenas do fluxo de massa do nitrogênio aquecido;
- A temperatura de entrada do nitrogênio foi alterada de 77K para 528K, conforme calculado na seção 3.2.4;
- Os valores dos fluxos de massa foram divididos por 5,1755 para utilizar o fluxo de massa real ao invés do fluxo de massa equivalente visto que não ocorre mudança de fase no nitrogênio. A seção 4.2.3.1 explica com mais detalhes os motivos desse fator de correção.

A câmara térmica utiliza o mesmo fluxo de massa de nitrogênio, tanto na operação criogênica quanto na operação a alta temperatura, porém a simulação da operação criogênica utiliza um fluxo de massa equivalente para contornar o problema

⁷ A análise do funcionamento em modo híbrido, com temperaturas diferentes entre a porta e as placas restantes, pode ser uma boa opção de projeto para dar sequência a esse trabalho.

da mudança de fase. A simulação do funcionamento a alta temperatura não apresenta mudança de fase, portanto pode-se utilizar os valores reais do fluxo de massa.

Os resultados da temperatura interna apresentaram uma leve diferença com relação aos valores teóricos, a temperatura média das superfícies internas foi de 406,41 K; enquanto na placa da porta a temperatura média foi de 452K. Os valores de temperatura média não variaram significativamente com o refinamento da malha, portanto essa pequena diferença não é causada pela malha. A temperatura na superfície externa pode apresentar um valor um pouco maior do que a temperatura inicial do nitrogênio, isso pode ocorrer quando não há um alinhamento entre o nó do ponto de entrada de nitrogênio e os nós do elemento da placa o qual faz contato com o ponto de entrada. Essa possível diferença é esperada e ocorre devido às condições de contato entre os elementos (ANSYS, INC, 2011) (ANSYS INC, 2018) e pode ser ignorada na grande maioria dos casos. Outra possível fonte para essa pequena diferença é o comportamento indesejado da condição de contorno da temperatura do nitrogênio. O efeito pode ser verificado com uma *Reaction Probe* para a condição de contorno da temperatura, dessa forma pode-se obter a potência que essa condição de temperatura fixa adiciona à simulação. Em um modelo ideal, essa potência é zero, porém pode ocorrer uma transferência de calor indesejada.

A distribuição de temperatura obtida é representada na figura abaixo. Os pontos de injeção de nitrogênio geram pontos quentes nas placas. As temperaturas médias obtidas foram 452,57 K; 389,12 K e 396,01 K para as superfícies 1, 2 e 3 respectivamente.

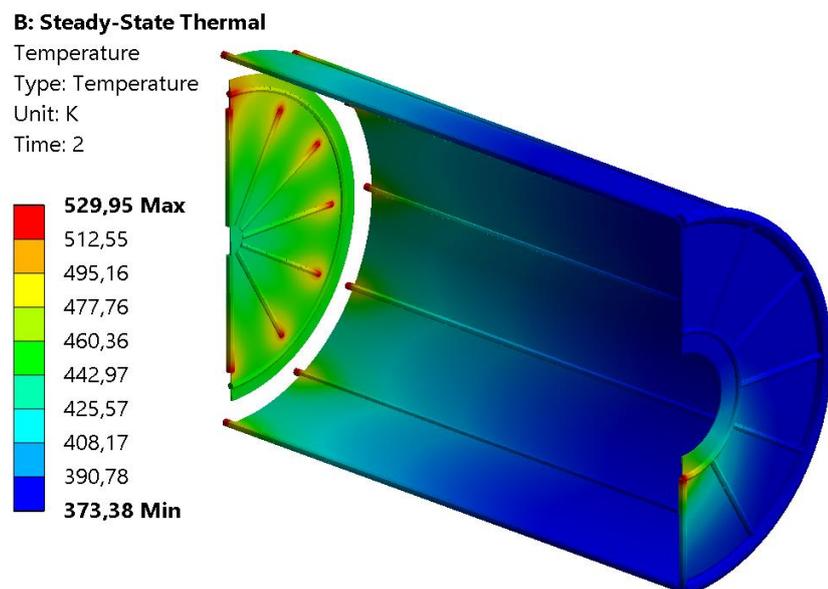


Figura 4.19, temperatura calculada para a operação a alta temperatura

4.4 GEOMETRIA ALTERNATIVA

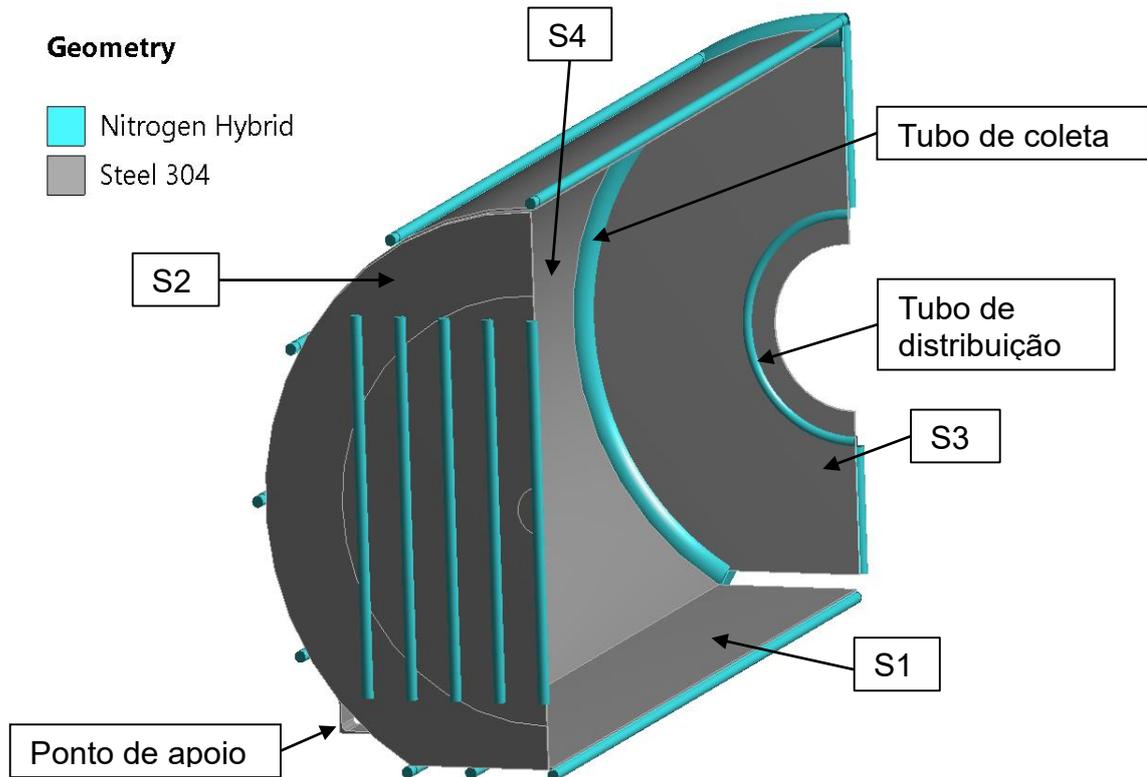


Figura 4.20, ilustração da geometria alternativa.

As dimensões da geometria alternativa são descritas na página 22. Essa geometria foi proposta para solucionar um problema encontrado na modelagem da tubulação, não haveria espaço suficiente para instalar a tubulação de GN2 com a câmara de vácuo desejada. Para solucionar esse problema, a geometria é composta por um cilindro truncado na base. Uma vantagem de se ter uma superfície plana na base da câmara térmica é a maior facilidade de instalar componentes dentro da câmara.

4.4.1 Condições de contato e malha

A placa 2 é separada em 2 sólidos (disco central e anel externo) para gerar uma malha estruturada para reduzir a quantidade total de nós e elementos. As placas necessitam de quatro condições de contato do tipo bonded com as seguintes configurações:

1. Face → face, entre o disco central e o anel externo;
2. Vértice → face, entre o apoio 1 e a face externa da superfície 4;
3. Vértice → face, entre o apoio 2 e a face externa da superfície 4;

4. Vértice → face, entre o apoio 3 e a face externa da superfície 4;

A tubulação de nitrogênio utiliza dois grupos de contato; um grupo do tipo bonded entre as linhas de centro e as superfícies externas das placas e um grupo do tipo bonded entre as linhas de centro nas interseções dos tubos.

A malha é gerada em etapas. Primeiro é aplicado a função *face meshing* nas faces internas das placas exceto no disco central da placa 2, depois utiliza-se a função *Method* configurado no modo *Sweep* nas placas 2, 3 e 4. Quando aplicadas em conjunto, essas duas funções geram uma malha 100% tetraédrica nessas placas. Em seguida foram aplicados 3 comandos de tamanho dos elementos:

1. 5mm no disco central e suportes. Uma malha mais fina nos suportes é importante na análise estrutural;
2. 2mm nos tubos da placa 2. A implementação de uma malha fina nesses tubos melhora a distribuição de temperatura na superfície da placa sem aumentar muito o total de elementos.
3. O tamanho dos elementos na placa 2 foi parametrizado como metade do tamanho dos elementos da malha. Isso equivale a um refinamento único na placa, porém aplicado em um corpo sólido.

O terceiro controle de tamanho é importante pois dessa forma a malha é parametrizada em apenas uma variável e temos maior resolução onde o fluxo de calor é mais complexo. A malha resultante tem *skewness* de apenas 4,9E-2, que indica que temos uma malha de boa qualidade. Alguns elementos nos suportes e no disco central têm *skewness* próximos de 0,75, porém esses elementos são pequenos devido ao controle de tamanho nesses componentes, portanto a métrica *skewness* não é a ideal para mensurar a qualidade desses elementos. Ao analisarmos pela métrica de

qualidade, temos que esses elementos são de boa qualidade, apesar de relativamente deformados.

Skewness		elementos
0,75 - 0,9	ruim	0
0,5 - 0,75	razoável	72
0,25 - 0,5	bom	143
0 - 0,25	excelente	4176
0	perfeito	0

Tabela 4.14, qualidade da malha (ANSYS INC. 2018)

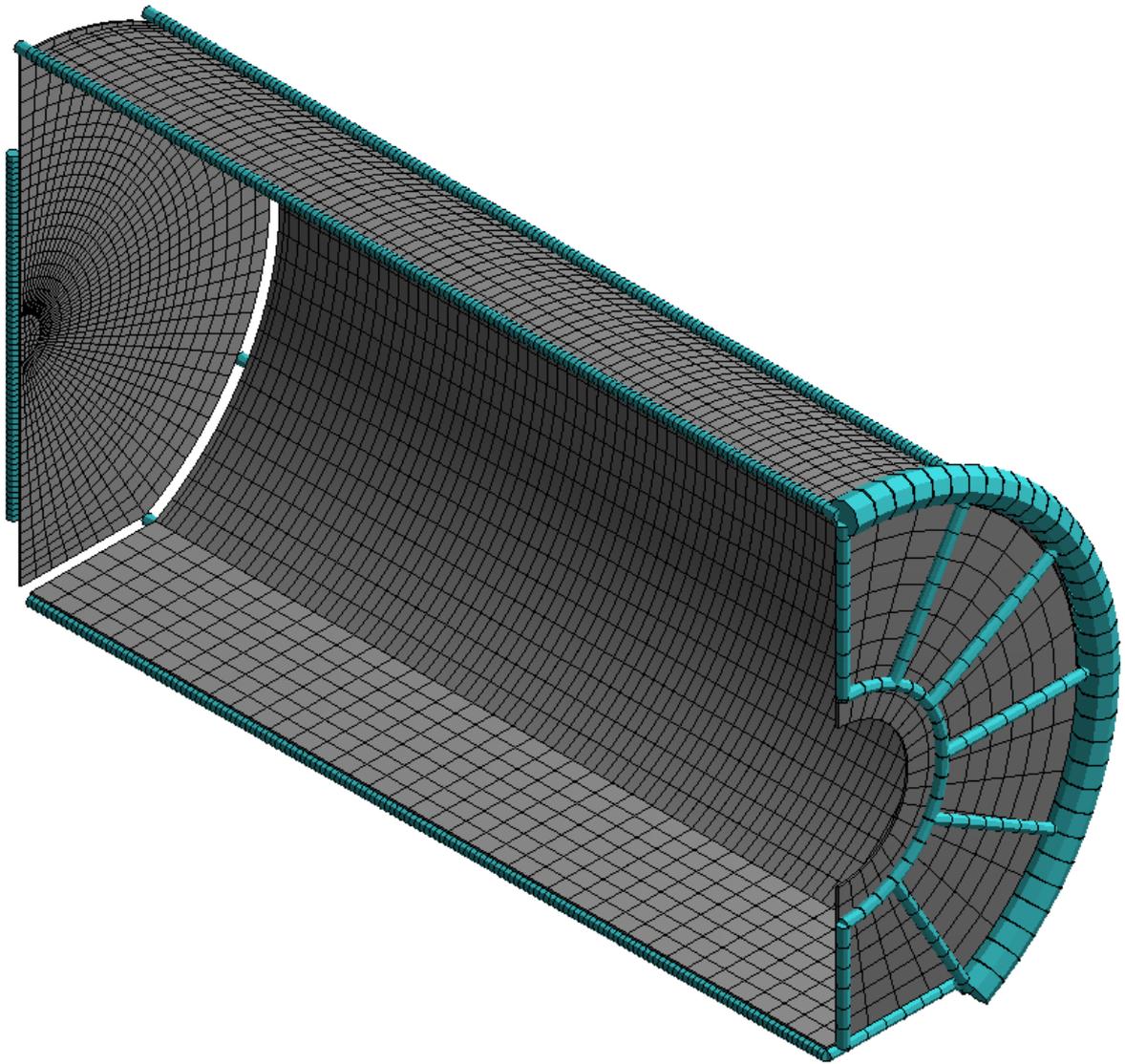


Figura 4.21, malha base gerada para a análise computacional.

Os elementos mais curtos nas bordas da placa 4 ocorrem devido ao contato com os suportes, dessa forma os nós ficam mais alinhados. Um contato com nós alinhados tem características de convergência melhores, especialmente na análise da transferência de calor por condução.

4.4.2 Condições de contorno

A simulação foi configurada utilizando um fluxo de massa equivalente, ou seja, o fluxo de massa aplicado é 5,17 vezes maior do que o calculado analiticamente para levar em consideração a mudança de fase do nitrogênio.

Foram necessários 18 fluxos de massa distintos para simular corretamente a transferência de calor no modelo; 4 para os conjuntos de tubos em cada superfície, 4 para os tubos no eixo de simetria, 5 para o tubo de distribuição na placa 3 e por final, 5 fluxos de massa para o tubo de coleta de nitrogênio entre as placas 2 e 3.

Tabela 4.15, condições de contorno do modelo.

Tipo de condição	região	Valor
Fluxo de calor	S1	6,915 W
Fluxo de calor	S2	10,395 W
Fluxo de calor	S3	4,2106 W
Fluxo de calor	S4	42,242 W
Fluxo de calor	S1	1120 W/m ²
Isolamento térmico	Plano de simetria	0 W
Radiação externa	Superfícies externas	$\epsilon = 0,2$; $T_{\infty} = 293$ K
Radiação interna	S1, S2, S3	$\epsilon = 0,8$
Fluxo de massa	tubulação	
Temperatura	Entradas de Nitrogênio	77 K

Os pontos de entrada de nitrogênio são semelhantes aos da figura 4.14. O fluxo das placas 1 e 4 são injetados no lado mais próximo da placa 2, o fluxo da placa 3 é injetado no ponto mais baixo do tubo de distribuição. A principal diferença é no fluxo da placa 2 porque os tubos estão orientados verticalmente e não radialmente como na geometria anterior. O fluxo da placa 2 é injetado na parte mais baixa dos tubos adequados.

4.4.3 *Análise inicial*

Inicialmente fazemos uma comparação com os resultados da análise teórica com uma simulação envolvendo apenas as placas.

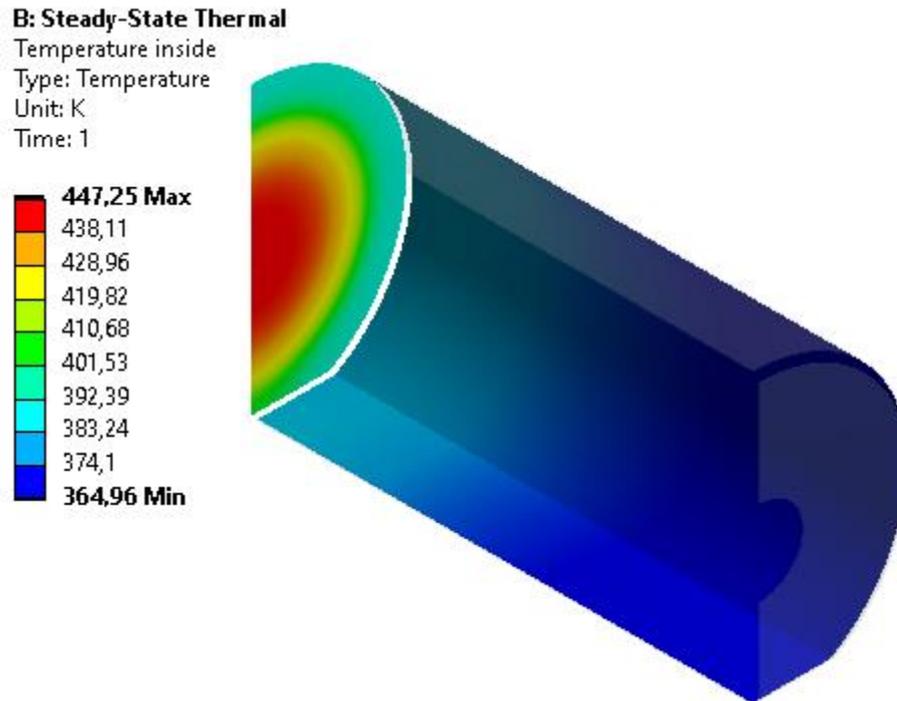


Figura 4.22, temperatura interna sem fluxo de nitrogênio.

Na figura acima fica bem claro o efeito da radiação do simulador solar, a área iluminada na placa da porta apresenta uma temperatura substancialmente mais alta que na borda da mesma placa, note também que esse comportamento é bastante semelhante à figura 3.11. Ao analisarmos as temperaturas médias e comparando com os valores obtidos analiticamente na equação (3.3.1), obtemos:

Tabela 4.16, comparação da temperatura de equilíbrio teórica e computacional.

Temperatura	Teórico	Ansys	Diferença	
T_1 [K]	377,0527	372,78	-4,27271	1,13%
T_2 [K]	406,177	427,63	21,45296	5,28%
T_3 [K]	380,4536	366,15	-14,3036	3,76%
T_4 [K]	382,8634	373,24	-9,62338	2,51%
$T_{média}$ [K]	384,637	392,24	7,603	1,98%

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

As temperaturas obtidas não são muito diferentes, especialmente se levarmos em consideração que a análise teórica não levou em conta a transferência de calor por condução nem a distribuição de temperatura em cada placa.

Ao contrário da geometria anterior, a área iluminada não abrange toda a placa, portanto há uma transição entre luz e sombra. Na área sombreada temos apenas a irradiação do corpo de teste e dos reflexos, enquanto na área iluminada temos também a radiação oriunda do simulador solar. Na Tabela 3.9 temos o fluxo de radiação incidente sobre as placas, o fluxo do simulador solar é de 142 W, enquanto o fluxo das outras fontes é de apenas 15 W.

4.4.4 Implementação do fluxo de nitrogênio

A implementação do fluxo de nitrogênio exige o uso de 18 condições de contorno de fluxo de massa distintas. O fluxo que resfria as placas S3 e S4 é coletado pelo tubo de coleta enquanto os fluxos das placas S1 e S2 são coletados por tubos separados não incluídos na simulação. Cada placa tem um fluxo de massa “padrão” que nada mais é do que o fluxo de massa calculado para resfriar a superfície dividido pela quantidade de tubos na superfície. Alguns dos tubos estão no plano de simetria, portanto o fluxo de massa nesses tubos em especial deve ser metade do valor padrão para manter a simetria da simulação.

Tabela 4.17, fluxos de nitrogênio em cada superfície.

Tubulação	S1	S2	S3	S4	Coleta
m	6,25E-04	3,13E-03	4,71E-04	3,52E-03	4,00E-03
Tubos	3	9	12	11	1
Padrão	2,08E-04	3,48E-04	3,92E-05	3,20E-04	
Simetria	1,04E-04	1,74E-04	1,96E-05	1,60E-04	

As 10 condições restantes são aplicadas nos tubos de distribuição e coleta. Com essas condições e as listadas na tabela 4.15, temos a distribuição de temperatura em todas as placas. A figura a seguir ilustra essa distribuição.

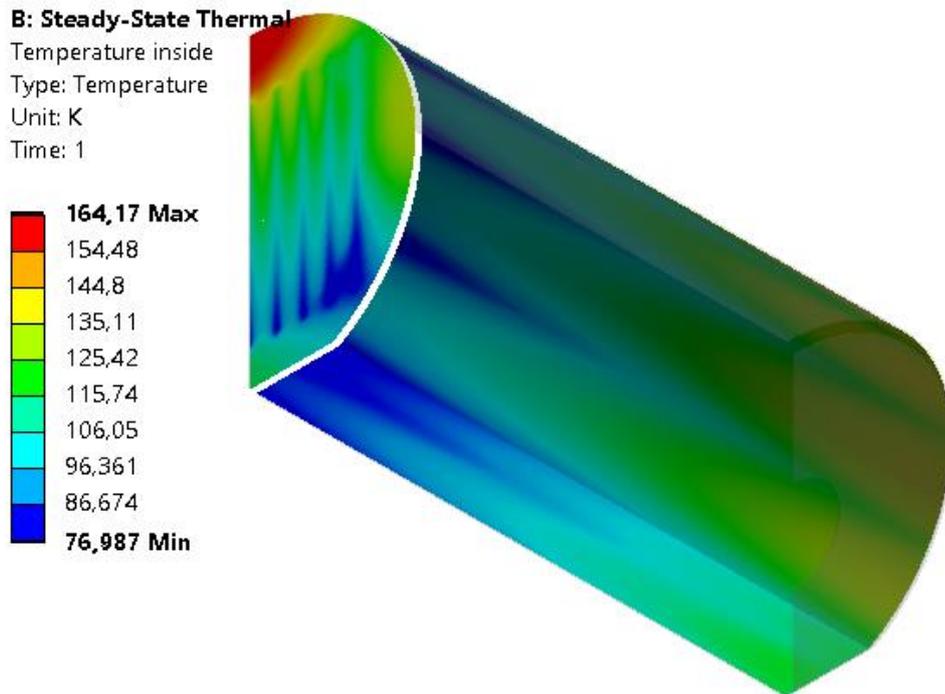


Figura 4.23, temperatura interna com fluxo de nitrogênio.

As temperaturas médias calculadas foram: 99,01 K; 111,81 K; 109,32 K; e 113,40 K, resultando em uma temperatura interna média de 111,81 K. As temperaturas foram bem próximas das calculadas na geometria anterior (tabela 4.13) e se considerarmos que as malhas foram geradas utilizando os mesmos métodos, é seguro afirmar que o valor não variará significativamente com o refinamento da malha.

A temperatura do nitrogênio no tubo de coleta é de 128,27K bem próxima do valor alvo de 123K, o que é um bom indício sobre a qualidade da simulação.

4.4.5 Simulação de funcionamento em alta temperatura

Os procedimentos e alterações necessárias são os mesmos que os utilizados na geometria anterior, descritos no item 4.3.4. Porém com uma alteração a mais. A entrada de nitrogênio foi modificada com a adição de um tubo curvo para criar um distanciamento entre a condição de temperatura fixa e a parede da placa térmica da porta. Essa alteração ajuda a diminuir o fluxo de calor indesejado entre a condição de contorno e os elementos para a placa térmica por meio de condução térmica. Antes dessa alteração, havia um fluxo indesejado de 31W enquanto após essa alteração o fluxo indesejado foi de apenas 3,7W.

O resultado da simulação foi uma temperatura média nas superfícies internas de 430,61K. sem variação significativa com o refinamento da malha. Essa temperatura é um pouco acima do valor desejado, mas com uma margem desprezível. Portanto podemos ter uma boa confiança na qualidade dos resultados, os quais são ilustrados na figura abaixo.

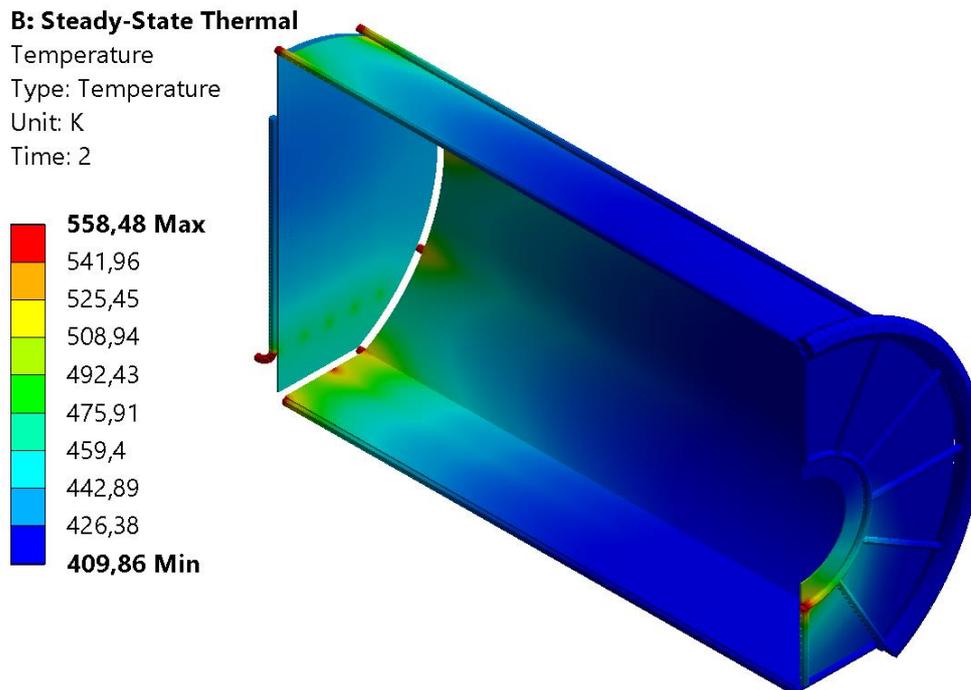


Figura 4.24, distribuição de temperatura para o funcionamento em alta temperatura.

4.5 ANÁLISE TRANSIENTE

Uma análise transiente simples foi realizada para calcular o tempo de resfriamento da câmara. Nesse processo todas as fontes pontuais são desativadas, portanto as únicas cargas térmicas no modelo são a radiação para o ambiente, o fluxo de nitrogênio e a temperatura inicial do modelo.

Foram avaliados dois modelos, um com tubulação de $\frac{1}{4}$ de polegada e outro com tubulação de $\frac{1}{16}$. A tubulação mais fina resulta em uma velocidade de escoamento maior o que resulta em uma troca de calor mais eficiente do que com a tubulação padrão. O tempo de resfriamento com tubulação de $\frac{1}{4}$ foi de 42 minutos enquanto com a tubulação de $\frac{1}{16}$ esse tempo foi de 34 minutos. Um tempo de resfriamento mais curto é desejável pois reduz o consumo de nitrogênio nessa etapa.

A figura abaixo apresenta a temperatura máxima, mínima e média para os dois modelos. As linhas contínuas são referentes ao modelo com tubos de $\frac{1}{4}$ enquanto as linhas pontilhadas são referentes ao modelo com tubos de $\frac{1}{16}$.

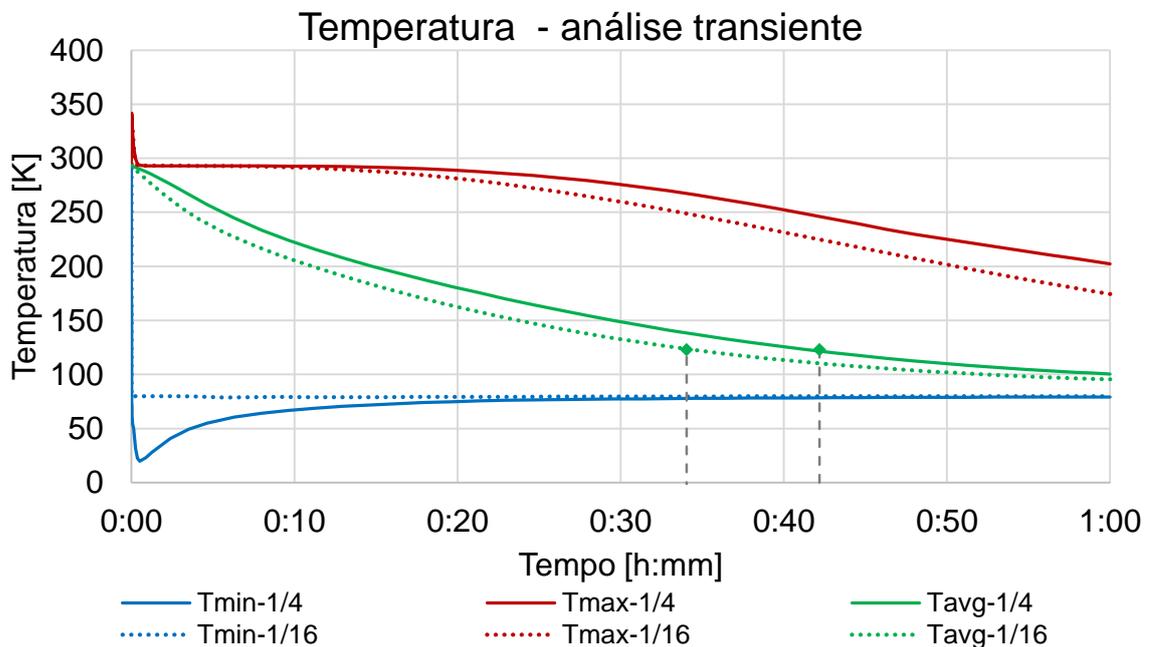


Figura 4.25, comparação de temperatura em função do tempo para os dois diâmetros de tubo.

Uma análise transiente mais aprofundada é necessária para o projeto da unidade de controle térmico, algo que está fora do escopo desse trabalho.

5 MODELAGEM ESTRUTURAL

Para diminuir os erros computacionais e agilizar a velocidade de convergência, foram necessárias duas alterações nas condições de contato entre os tubos e as placas térmicas. Primeiramente a formulação dos contatos foi configurada para o modo *beam*, esse modo de formulação de contato cria elementos de viga sem massa para “costurar” os corpos em questão (ANSYS INC, 2018). Essa formulação cria uma “teia” de elementos de viga entre os nós do contato e os nós do alvo. Sem essa formulação podem existir problemas com relação à torsão dos elementos dos tubos o que afeta a qualidade dos resultados. Outra alteração necessária é a definição da tolerância de *trim*, uma distância de 10mm é uma boa opção. Dessa forma os elementos de viga criados pela formulação ficam restritos a uma esfera de influência de 10mm ao redor dos nós do ponto de contato. Podemos interpretar esses elementos de viga como a solda aplicada entre os tubos e as placas.

A mudança de formulação dos contatos entre os tubos e as placas não gerou nenhuma mudança na simulação térmica, tendo impacto apenas na simulação estrutural. Inicialmente, a solução foi configurada para utilizar uma abordagem iterativa considerando grandes deflexões (*Large Deflection* → *on*) e comparada com um modelo direto sem grandes deflexões, como não houve diferença nos resultados, podemos assumir que o modelo direto é um bom modelo de solução. A principal diferença entre as duas soluções foi o tempo necessário para obter os resultados, o modelo com grandes deflexões levou um tempo cinco vezes mais longo do que o modelo direto.

A simulação estrutural foi configurada em três passos, cada um com base na temperatura aplicada na simulação térmica:

1. Nitrogênio injetado a baixa temperatura
2. Nitrogênio injetado a alta temperatura
3. Sem fluxo de nitrogênio, apenas a carga da gravidade.

5.1 GEOMETRIA CILÍNDRICA

O modelo possui seis pontos de apoio, três na porta e três na placa cilíndrica. Os pontos de apoio da porta também são os dois tubos de entrada de N2 e o de saída de GN2. Os tubos de entrada são considerados como engastados, portanto receberam uma condição de apoio fixo na ponta externa. Já o tubo de saída de GN2 é representado por um suporte remoto no centro da placa da porta e o ponto de apoio desse suporte é afastado em 50mm da superfície da placa, o apoio remoto foi configurado de forma a não permitir deslocamento, mas rotações são permitidas.

O ponto de apoio da placa cilíndrica posicionado mais próximo da porta recebeu uma condição de suporte fixo porque esse ponto é responsável por restringir o movimento ao longo do eixo x. Os outros pontos de apoio foram configurados de forma a restringir apenas o movimento vertical, dessa forma é possível remover as placas apenas removendo os parafusos próximos a porta, algo ilustrado no item 7

As condições de contorno aplicadas são listadas a seguir.

Tabela 5.1, condições de contorno do modelo.

Tipo de condição	região
Aceleração da gravidade	Todo o modelo
Suporte sem atrito	Plano de simetria
Suporte fixo	Tubos de entrada de N2 da porta
Suporte remoto	Centro da porta, substituindo o tubo de saída de GN2
Suporte fixo	Ponto de apoio mais próximo da placa
Deslocamento	Pontos de apoio restantes estão fixos no eixo y (vertical) mas podem se mover nos eixos x e z. (plano horizontal)
Temperatura	Todo o modelo

Como as simulações foram configuradas para utilizar molas fracas para acelerar a convergência da simulação, portanto é fundamental avaliarmos a força total exercida nessas molas fracas. Se a força aplicada for relativamente grande isso pode prejudicar a confiabilidade dos resultados.

5.1.1 Resultados de deformação das placas térmicas

Podemos estimar a deformação ao longo do eixo x da placa cilíndrica com base na temperatura média da placa, do coeficiente de expansão térmica do material e do comprimento da placa. A temperatura média é de 114,84 K, o coeficiente de expansão térmica a essa temperatura é $-2,40E-3 \text{ K}^{-1}$. O comprimento efetivo l_x é 780 mm, diferente do comprimento total que é de 800 mm. Essa diferença é devido à posição do ponto de apoio engastado que está a 20mm da ponta oposta da placa.

$$\Delta x = \alpha(T_{\text{média}}) l_x \therefore \Delta x = -1,8719 \text{ mm} \quad (5.1.1)$$

Aplicando os valores adequados temos uma deformação de -1,87 mm enquanto o valor obtido por uma simulação sem a ação da gravidade foi de -1,8793mm. Portanto, podemos concluir que o modelo atinge resultados muito próximos aos valores teóricos.

A figura 5.1 ilustra a deformação total das placas térmicas para o funcionamento a baixa temperatura assim como com os contornos das placas não deformadas. Os tubos foram omitidos para gerar uma figura mais clara. A deformação térmica é responsável por grande parte da deformação da estrutura

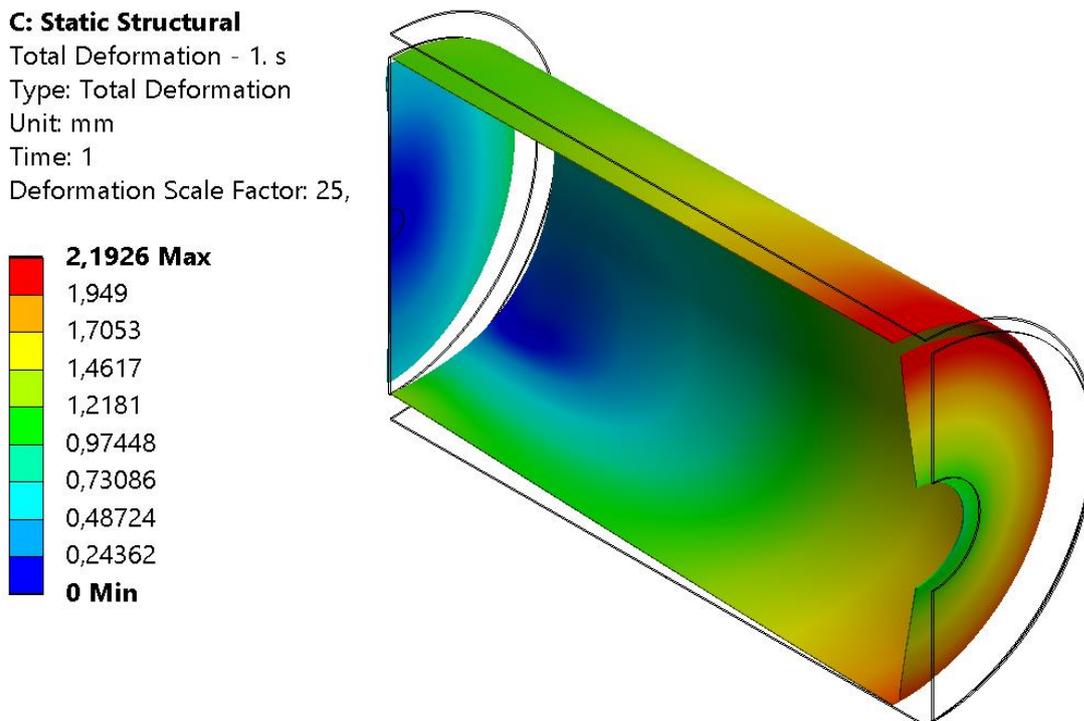


Figura 5.1, ilustração da deformação das placas térmicas durante funcionamento a frio.

Podemos estimar a deformação do funcionamento em alta temperatura repetindo a estimativa da página anterior, porém utilizando a temperatura de 396K. A deformação em x resultante é de 1,2816 mm, novamente os resultados obtidos foram bastante próximos da estimativa teórica.

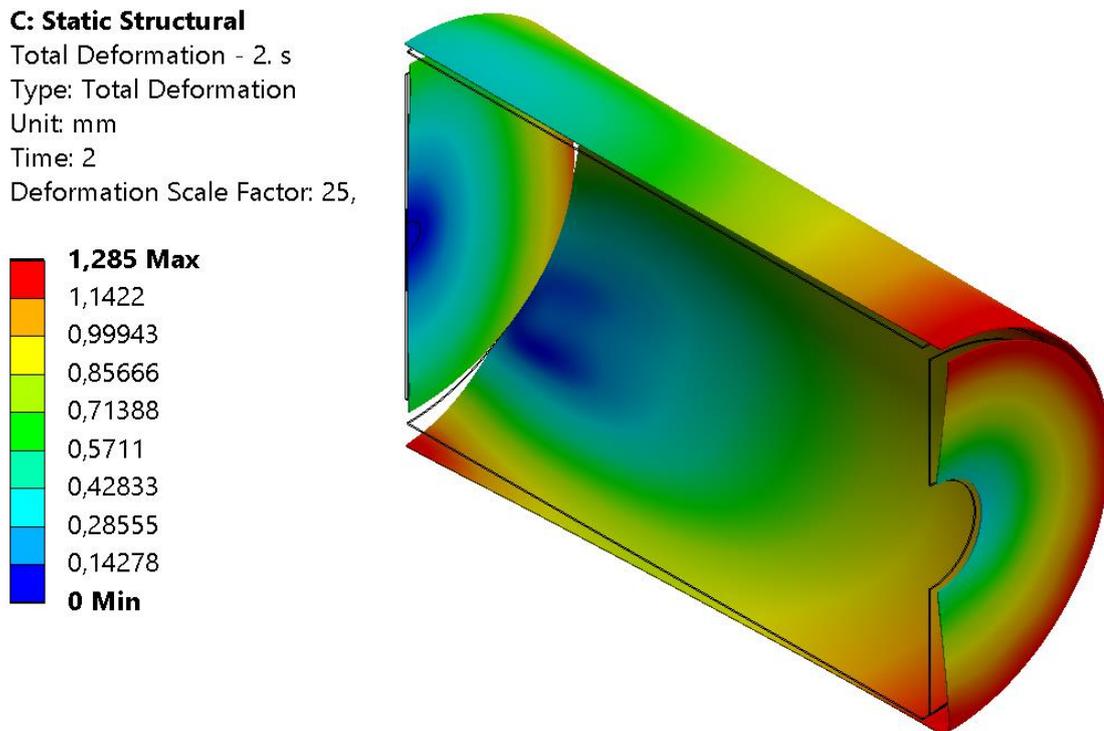


Figura 5.2 ilustração da deformação das placas térmicas durante funcionamento a quente.

A força aplicada nas molhas fracas é de apenas 0,13 N enquanto as reações dos apoios são da ordem de centenas de Newtons.

5.1.2 Resultados dos esforços

Como essa simulação termo estrutural possui elementos do tipo FLUID116, a análise da qualidade dos resultados dos esforços é um pouco diferente. O Ansys bloqueia o uso das ferramentas de convergência quando detecta a presença de corpos do tipo fluido térmico porque a modelagem desses corpos pode gerar pontos de concentração de fluxo de calor. A presença desse tipo de corpo pode induzir um ciclo infinito do refinamento adaptativo de malha, portanto a análise dos resultados deve ser feita de forma manual.

A análise de convergência de malha é uma abordagem de implementação simples, especialmente se a malha for parametrizada. Se os resultados convergirem para um valor único conforme a malha vai sendo refinada, temos uma simulação de

boa qualidade. Porém esse método exige uma capacidade computacional grande, especialmente em simulações com infinitos locais de tensão. Outra abordagem que pode ser utilizada é a análise do erro estrutural.

O Erro Estrutural é um indicador da continuidade das tensões na geometria e por consequência, é uma métrica de qualidade para uma análise estrutural dependente do deslocamento (ANSYS INC, 2018). Locais que possuem um erro estrutural elevado necessitam de um refinamento maior da malha, porém algumas situações podem gerar infinitos locais para a tensão como por exemplo:

- Mudanças abruptas de geometria, como cantos vivos;
- Descontinuidade de geometria, extremidades de componentes;
- Contatos
- Condições de contorno.

Podemos esperar valores relativamente grandes de erro estrutural nos elementos que se enquadram em alguma das categorias listadas acima. Ao analisarmos os locais com erro estrutural alto temos que todos se enquadram em uma ou mais categorias

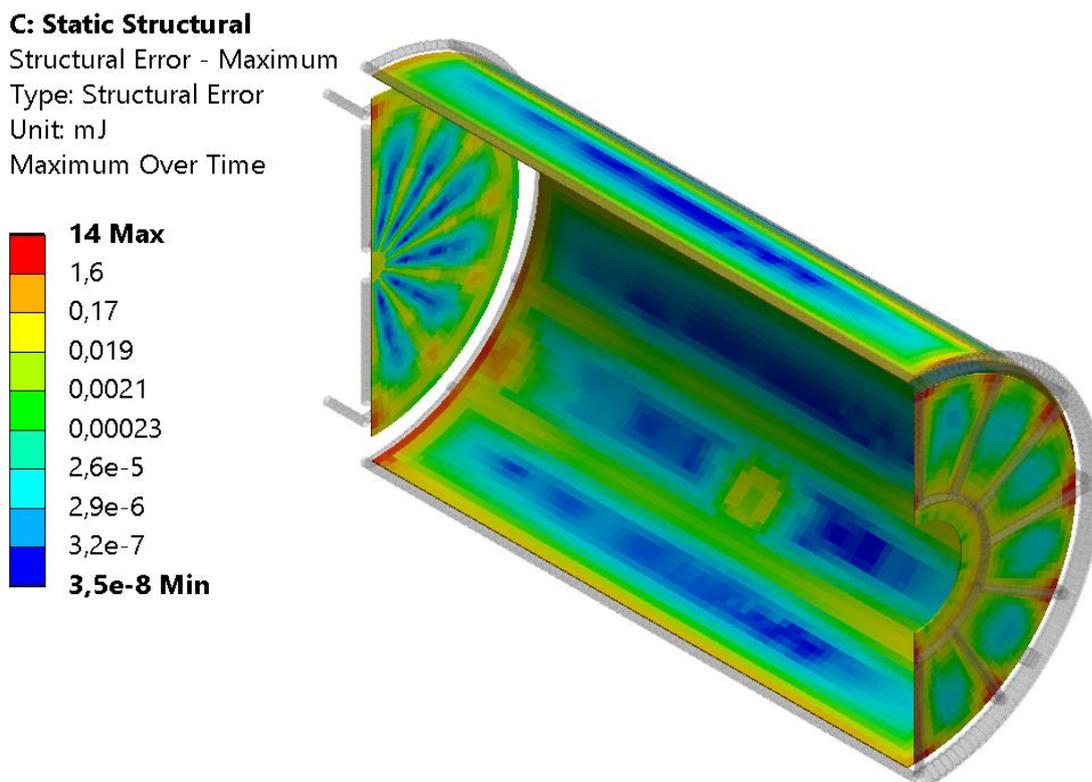


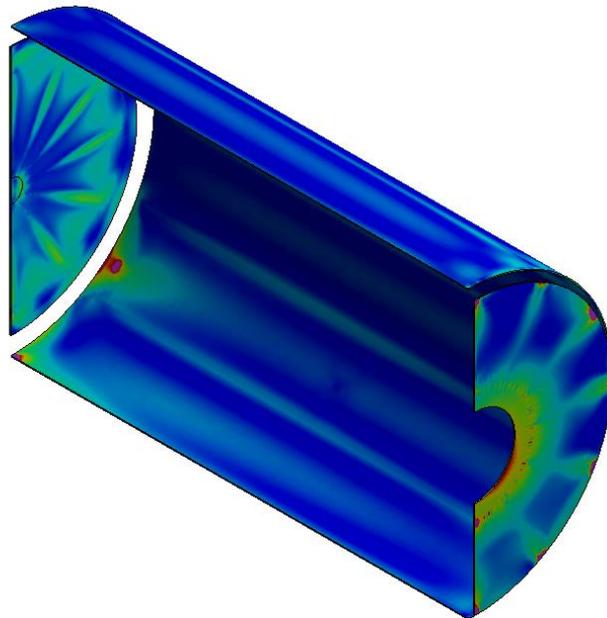
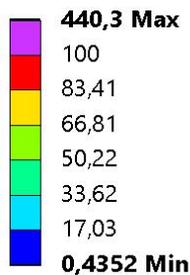
Figura 5.3, resultados de erro estrutural máximo da análise estrutural. Escala exponencial.

Se desconsiderarmos os nós em locais com infinitos locais, temos que a tensão equivalente máxima não excede 100 MPa nas placas térmicas em nenhum dos passos da simulação. A região que apresenta a maior tensão equivalente é a borda da espia devido à flexão gerada pela deformação assimétrica dos tubos da placa da espia. A tensão na borda da espia é próxima de 100MPa.

A distribuição de tensão nos tubos é semelhante, existem algumas regiões com forte concentração de esforços devido à contatado entre os tubos. Existem dois grupos com tensões altas, os contatos do tubo de coleta e os pontos de apoio da porta. Como pode ser visto na figura 5.4 abaixo.

C: Static Structural

Equivalent Stress - Maximum
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time



C: Static Structural

Maximum Combined Stress
 Type: Maximum Combined Stress
 Unit: MPa
 Maximum Over Time

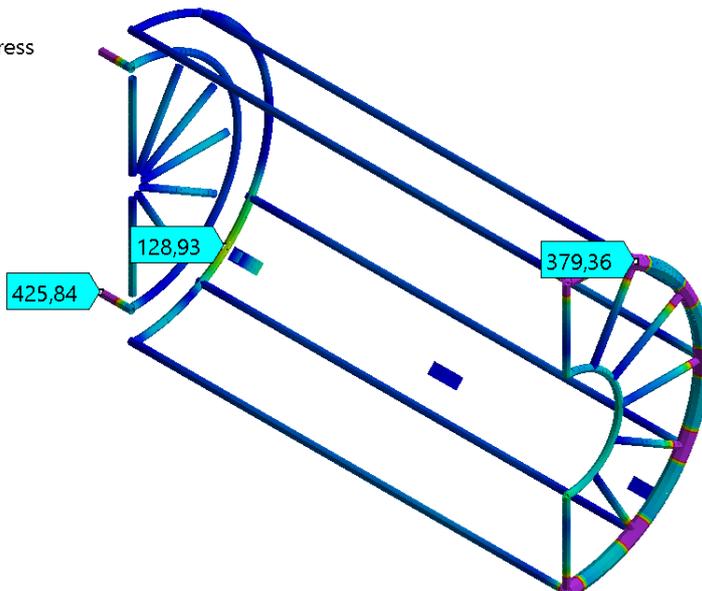
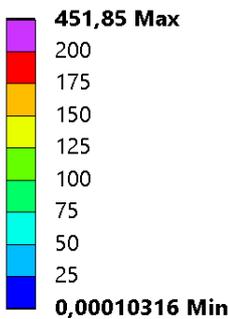


Figura 5.4, distribuição de tensão equivalente máxima.

5.2 GEOMETRIA ALTERNATIVA

O modelo possui seis pontos de apoio, três na porta e três na placa cilíndrica. Os pontos de apoio da porta também são os dois tubos de entrada de N₂ e o de saída de GN₂. Os tubos de entrada são considerados como engastados, portanto receberam uma condição de apoio fixo na ponta externa.

O ponto de apoio da placa cilíndrica posicionado mais próximo da porta recebeu uma condição de suporte remoto de forma a simular a interação com um ponto de apoio próximo da parede interna do vaso de pressão. Os outros pontos de apoio foram configurados de forma a restringir apenas o movimento vertical, dessa forma é possível remover as placas apenas removendo os parafusos próximos a porta, algo ilustrado no item 7

As condições de contorno aplicadas no modelo são listadas a seguir.

Tabela 5.2, condições de contorno do modelo.

Tipo de condição	região
Aceleração da gravidade	Todo o modelo
Suporte sem atrito	Plano de simetria
Suporte fixo	Tubos de entrada e saída de N ₂ da porta
Suporte remoto	Ponto de apoio mais próximo da porta
Deslocamento	Pontos de apoio restantes estão fixos no eixo y (vertical) mas podem se mover nos eixos x e z. (plano horizontal)
Temperatura	Importada da análise térmica

Assim como no modelo anterior, as simulações foram configuradas para utilizar molas fracas para acelerar a convergência da simulação utilizando um modelo direto.

5.2.1 Resultados de deformação das placas térmicas

Ao estimarmos a deformação térmica das placas térmicas durante o funcionamento a baixa temperatura, obtemos uma deformação esperada de -1,89mm. O valor obtido pela simulação foi de 1,88 mm, extremamente próximo do valor esperado. A aferição da deformação em x utiliza a deformação de dois pontos, um na superfície de apoio e um no extremo oposto da placa plana. Há uma pequena

movimentação do ponto de apoio porque a condição de contorno não restringe totalmente o movimento onde é aplicada, essa é a principal diferença entre as condições de suporte fixo e suporte remoto. As figuras a seguir ilustram a deformação para o funcionamento a frio e a quente, respectivamente.

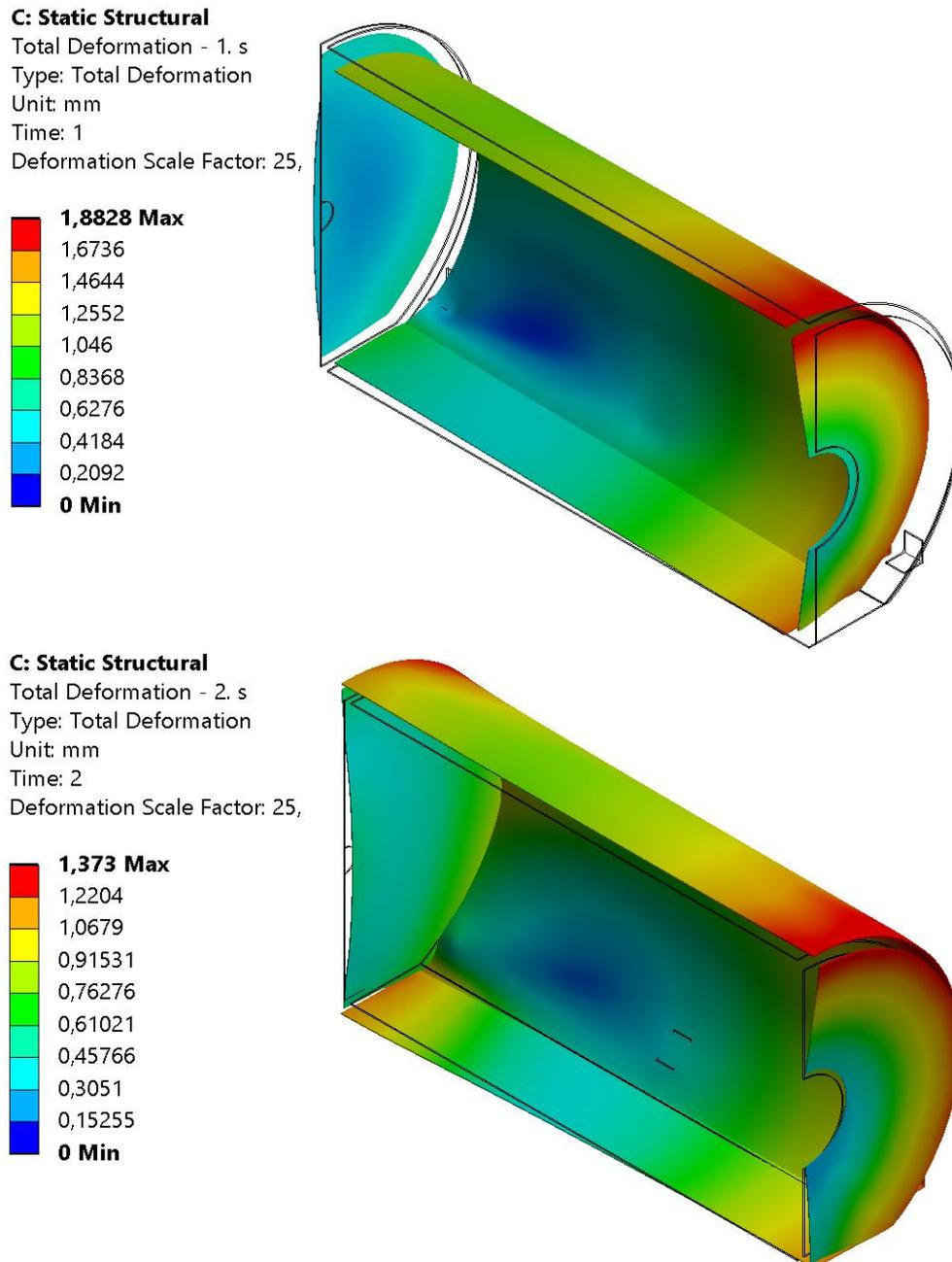


Figura 5.5, deformação total das placas térmicas para os casos frio e quente.

A força máxima aplicada nas molas fracas foi de apenas 0,06 N, 4 ordens de grandeza menor que as forças aplicadas nos suportes.

5.2.2 Resultados dos esforços

Assim como no modelo cilíndrico, devemos fazer uma análise de erros para saber onde a malha poderia ser refinada e onde podem existir infinitos locais. Se compararmos o valor máximo global do erro estrutural das duas geometrias (figura 5.3 e figura 5.6) temos que o erro máximo global da geometria alternativa é de 78,17 mJ enquanto da geometria cilíndrica é de 14mJ. Isso não significa que os resultados da geometria cilíndrica têm uma confiança maior, essa diferença é um resultado da malha mais fina utilizada na geometria alternativa se comparada com a geometria anterior.

Quando o erro estrutural do elemento aumenta conforme a malha é mais refinada, temos um forte indício de um infinito local de tensões. Especialmente quando o elemento em questão se enquadra em alguma das situações listadas na página 70. Ao analisarmos a distribuição do erro estrutural na figura 5.6, vemos pontos de concentração nas descontinuidades de geometria e nos contatos.

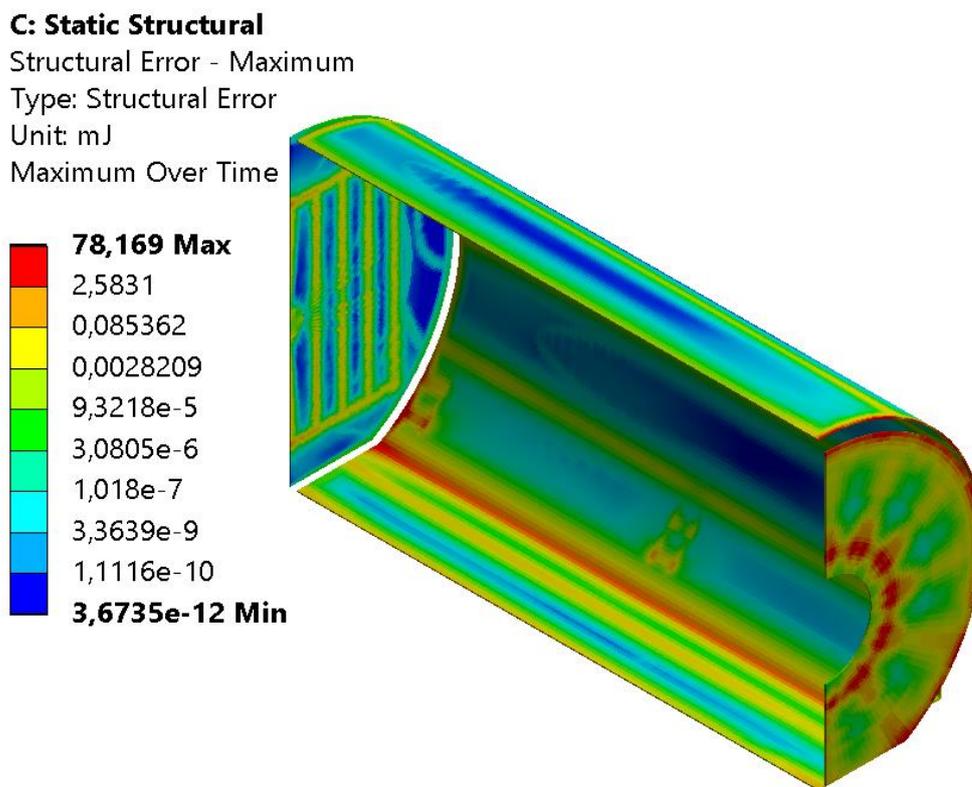


Figura 5.6, resultados de erro estrutural máximo da análise estrutural. Escala exponencial.

A distribuição de tensão equivalente máxima apresenta o comportamento esperado, existem algumas áreas com forte concentração de tensão nas regiões esperadas. Excluindo os pontos problemáticos, as maiores tensões ocorrem na placa da espia. A tensão equivalente na borda da espia é de aproximadamente 160 MPa. Esse valor é 40 MPa menor que o limite de resistência à tração estipulado para o aço 304 que é de 200 MPa. Ao analisarmos os esforços na tubulação temos resultados parecidos, uma grande concentração de esforços nos contatos e tensões aceitáveis dos elementos restantes

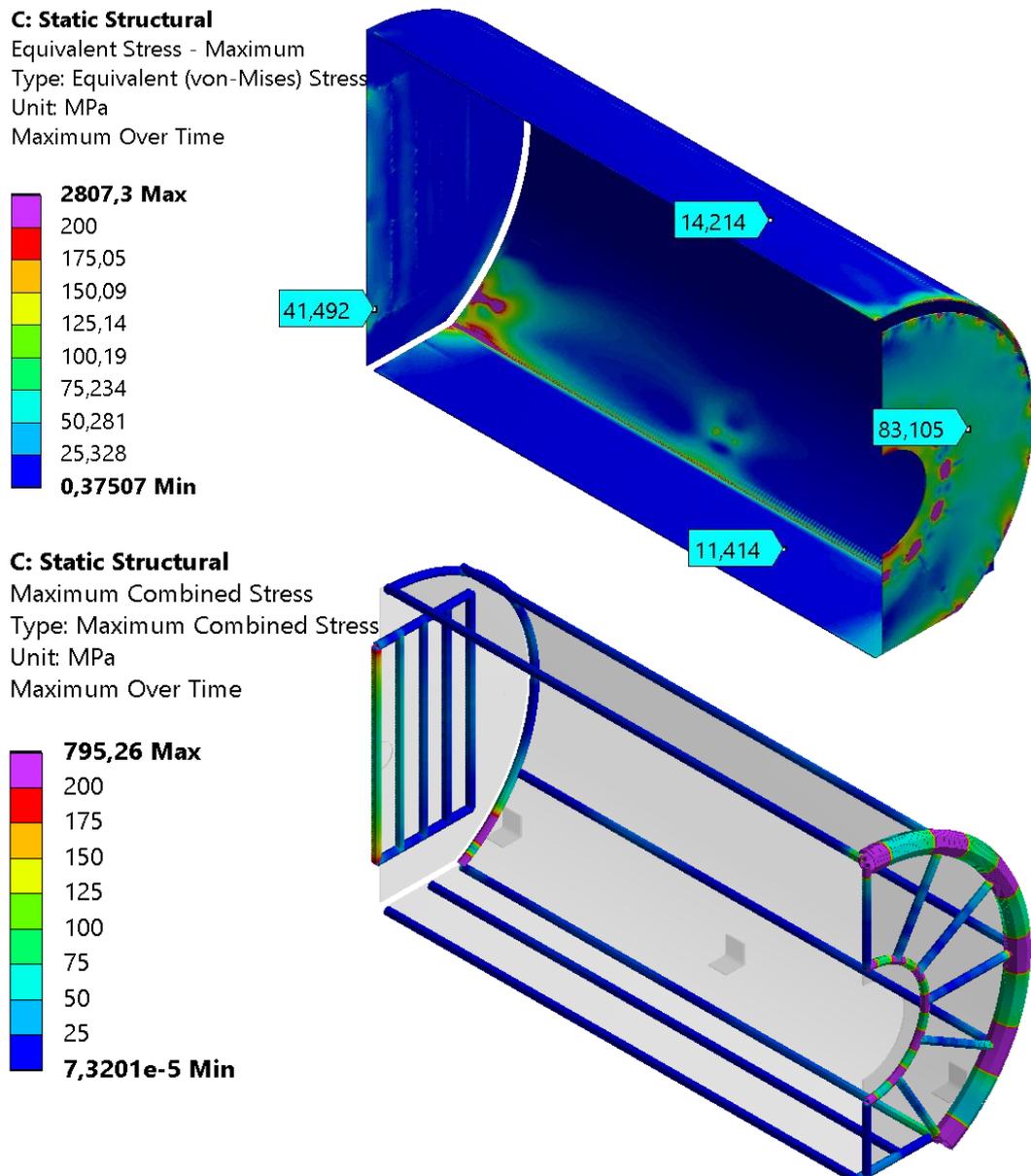


Figura 5.7, distribuição de tensão equivalente máxima.

6 PROJETO DA CÂMARA DE VÁCUO

O sistema completo consiste de três componentes distintos, câmara térmica, câmara de vácuo e bancada. O desenvolvimento das placas térmicas foi discutido nos itens anteriores.

A câmara de vácuo deve ter dimensões similares as dimensões da câmara de vácuo já existente no Laboratório de Sistemas Espaciais da Universidade de Brasília. Outro requisito importante é a capacidade de executar testes com propulsores a plasma na câmara de vácuo, para isso são necessárias portas de acesso para a passagem de potência elétrica, dados, fluidos e acesso ótico. Câmaras de vácuo utilizadas em sistemas de simulação espacial ou câmaras de termo-vácuo raramente possuem acesso ótico pois isso pode interferir no ambiente de radiação dentro da câmara.

O projeto da câmara possui vinte e uma janelas de acesso com diversas finalidades e com dimensões variadas, dessa forma o sistema possui maior flexibilidade pelo simples fato de ser mais simples alterar um flange já existente do que adicionar um flange novo. O item 7.2.1 descreve esses flanges em maior detalhe.

A geometria escolhida consiste em uma câmara cilíndrica de 750mm de diâmetro interno, 895mm de comprimento e 5mm de espessura. A câmara possui um tampo cônico com um ângulo de 120 graus, o comprimento total da câmara com o tampo é de 1105mm. Os desenhos técnicos estão disponíveis nos anexos.

Essa câmara é apoiada por quatro colunas de aço com seção quadrada de 50x50mm e espessura de 4,7mm, dois conjuntos de quatro vigas com o mesmo perfil são utilizadas para estabilizar e reforçar as colunas. Outro componente estrutural importante é o conjunto de trilhos dentro da câmara de vácuo para apoiar a câmara térmica de forma a permitir a dilatação e contração térmica. Cada um dos dois trilhos possui três pequenas colunas de apoio, essas pequenas colunas ficam diretamente abaixo dos pontos de apoio da câmara térmica.

O projeto dos suportes da câmara térmica é crítico pois esses suportes devem permitir a remoção da câmara térmica assim como permitir a deformação térmica da câmara térmica sem sobrecarregar a estrutura da câmara térmica.

6.1 ANÁLISE ESTRUTURAL

A modelagem da geometria da câmara de vácuo foi realizada utilizando o software CATIA V5R21 enquanto as análises estruturais foram realizadas no software Ansys. Essa abordagem foi escolhida porque a geometria da câmara de vácuo é complexa e o CATIA possui um ambiente de modelagem muito mais capaz do que o Ansys. De qualquer forma, seria necessário modelar a câmara de vácuo no CATIA para a fase de projeto do sistema completo.

A malha base utiliza elementos do tipo SOLID187 e BEAM188. OS elementos do tipo SOLID187 têm formato tetraédrico e é ideal para modelar geometrias irregulares (ANSYS, INC, 2011). Um elemento tetraédrico costuma ser mais sensível ao refinamento da malha do que um elemento hexagonal, como o SOLID90 utilizado na análise térmica, esse comportamento pode ser facilmente contornado pelo uso de uma malha mais fina. A malha base possui 83882 elementos e 169583 nós, a qualidade dos elementos é razoável, porém isso pode ser verificado pela energia de deformação residual da análise estrutural em regime permanente (ANSYS INC, 2018), quanto menor o valor de erro térmico, melhor o modelo.

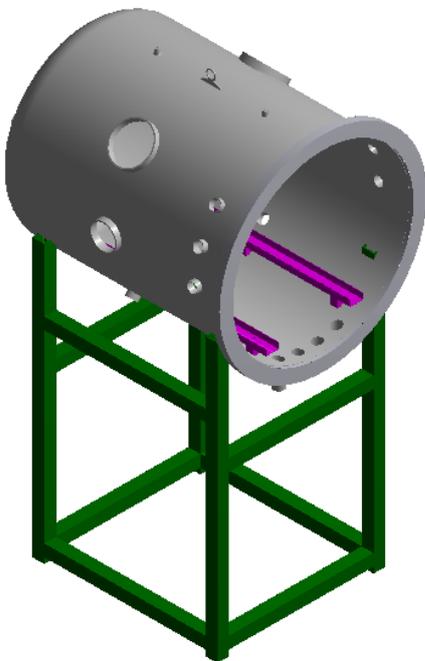


Figura 6.1, ilustração da geometria da câmara de vácuo.

6.1.1 Condições de contorno

A câmara de vácuo possui apenas três solicitações estruturais, o peso da estrutura, as forças dos apoios da câmara térmica e a principal solicitação é a pressão atmosférica. O peso da estrutura é adicionado simplesmente com a condição de contorno *Standard Earth Gravity* enquanto as forças dos apoios da câmara térmica utilizam a condição de contorno *Remote Force*. A pressão atmosférica é adicionada com uma condição de pressão de -101325 Pa na superfície interna da câmara de vácuo. A pressão atmosférica atuando sobre os flanges foi modelada com uma condição *Remote force* para cada flange, a posição dessa força remota foi configurada para o centro de

massa de cada flange⁸ e o vetor força foi calculado com base na área do flange exposta ao vácuo e a orientação dessa área assim como a massa do flange. Os flanges menores foram feitos de forma diferente, como o peso desses componentes é muito pequeno, essa força foi substituída por uma pressão de 0,3815 MPa aplicada na parede dos flanges. Esse valor foi obtido pelo seguinte procedimento:

A força aplicada na face externa do flange é igual a pressão atmosférica vezes a área exposta ao vácuo. Essa força é transferida pela parede do flange até a parede da câmara de vácuo. Portanto podemos converter a pressão que age sobre o flange para uma pressão que age apenas sobre a parede do flange. Esses flanges têm diâmetro nominal de 40 mm e o diâmetro externo dos tubos é 45mm. Numa representação gráfica, temos que força que atua sobre a área hachurada na figura abaixo é igual nos dois casos.

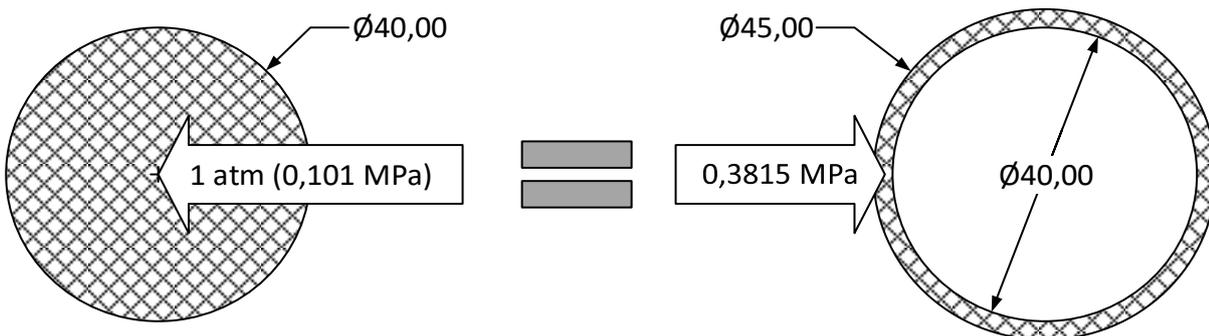


Figura 6.2, ilustração da transformação da pressão no flange para pressão no tubo

O procedimento de cálculo consiste em calcular a razão entre a área do flange e da área do tubo que suporta o flange. Em que P_{atm} é a pressão atmosférica, P_{tubo} é a pressão atuando sobre o tubo, A_{flange} e A_{tubo} são as áreas do flange e tubo.

$$F_{flange} \equiv F_{tubo} \quad (6.1)$$

$$P_{atm} A_{flange} = P_{tubo} A_{tubo} \quad \therefore P_{tubo} = P_{atm} \frac{A_{flange}}{A_{tubo}} \quad (6.2)$$

$$P_{tubo} = P_{atm} \frac{\pi (40 \text{ mm})^2}{\pi (45 \text{ mm})^2 - \pi (40 \text{ mm})^2} = 3,764 \text{ atm ou } 0,3815 \text{ MPa} \quad (6.3)$$

⁸ A posição do centro de massa do flange foi obtida pelo modelo construído no catia. A posição do centro de massa do flange pode ser obtida facilmente se os materiais forem aplicados corretamente.

A força resultante da porta também foi adicionada com uma força remota localizada no centro de massa da porta e aplicada na borda da porta. As componentes do vetor força são:

$$\vec{F}_{porta} = \begin{bmatrix} P_{atm} \pi(375 \text{ mm})^2 \\ m_{porta} 9,81066 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x} \\ \hat{y} \\ \hat{z} \end{bmatrix} N = \begin{bmatrix} -44764 \\ 590 \\ 0 \end{bmatrix} N \quad (6.4)$$

É fácil perceber que a pressão atmosférica é a carga dominante nessa situação.

As quatro condições de contorno principais são apresentadas na figura abaixo. A condição de suporte fixo é localizada na ponta das colunas de suporte. As forças aplicadas nos flanges não foram ilustradas para melhorar a clareza da figura.

B: Static Structural - Chamber

Remote Force - Door

Time: 1, s

- A Pressure: -0,10132 MPa
- B Standard Earth Gravity: 9806,6 mm/s²
- C Fixed Support
- D Remote Force - Door: 44768 N

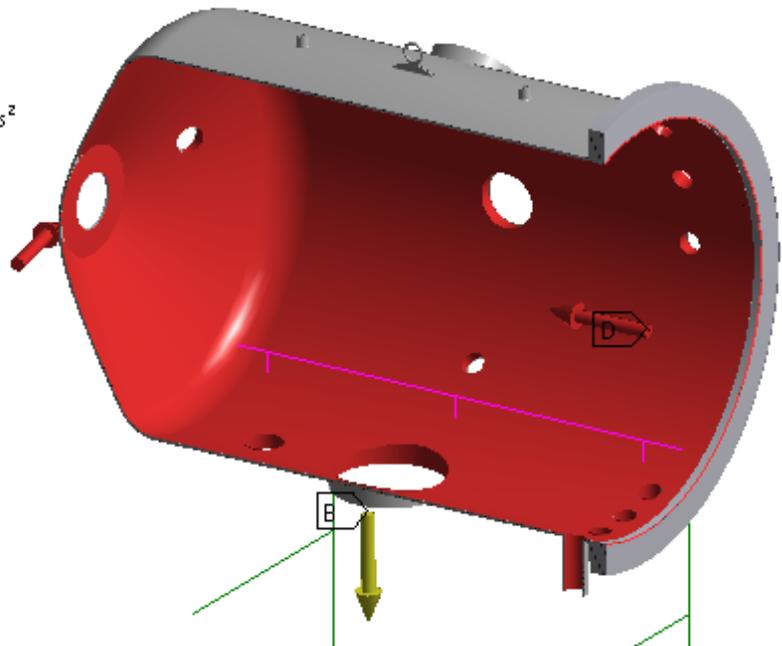


Figura 6.3, condições de contorno do modelo estrutural.

O plano de corte na figura acima serve apenas para aumentar a clareza da ilustração das condições de contorno aplicadas.

6.1.2 Resultados de deformação e esforços.

A deformação calculada é muito pequena, isso é esperado porque o principal critério que determina a espessura de uma câmara de vácuo pequena é a difusividade do material e não os esforços estruturais. (O'HANLON, 2003). De qualquer forma, regiões planas podem apresentar uma deflexão significativa se não forem reforçadas adequadamente, portanto a maior deflexão pode ser esperada da região plana do tampo da câmara de vácuo.

Os resultados de deformação total da estrutura são bem pequenos, com deformação máxima de apenas 0,23 mm, aproximadamente a espessura de duas folhas de papel. Além disso a deformação máxima ocorre exatamente no local previsto, na região plana do tampo. A figura abaixo apresenta a deformação da câmara de vácuo ampliada 250 vezes para aumentara clareza dos resultados.

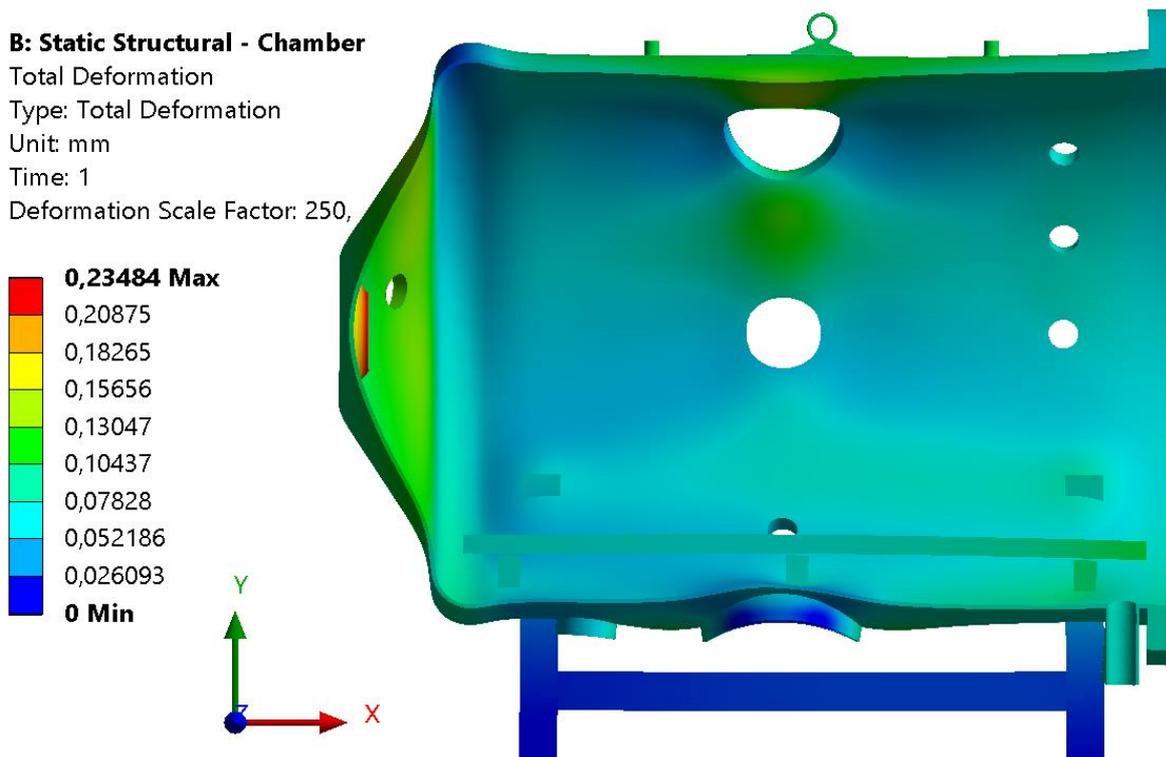


Figura 6.4, deformação total da câmara de vácuo.

Note que os trilhos dentro da câmara de vácuo praticamente não deformam, mesmo com a carga de 180kg aplicada nos trilhos. A câmara térmica completa pesa por volta de 86kg, então podemos constatar que os trilhos têm uma rigidez maior que

o necessário. Essa rigidez se mostrou muito útil para melhorar o comportamento na análise de flambagem da estrutura.

A análise dos esforços também retornou resultados encorajadores. A tensão equivalente máxima foi de apenas 43 MPa, muito abaixo da tensão de escoamento do aço 304 que é de 207 MPa. A tensão de cisalhamento máxima foi de apenas 21 MPa e a tensão principal máxima foi de 29 MPa, ambas muito abaixo de seus respectivos limites. A figura abaixo apresenta a distribuição de tensão equivalente na câmara de vácuo.

B: Static Structural - Chamber

Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)

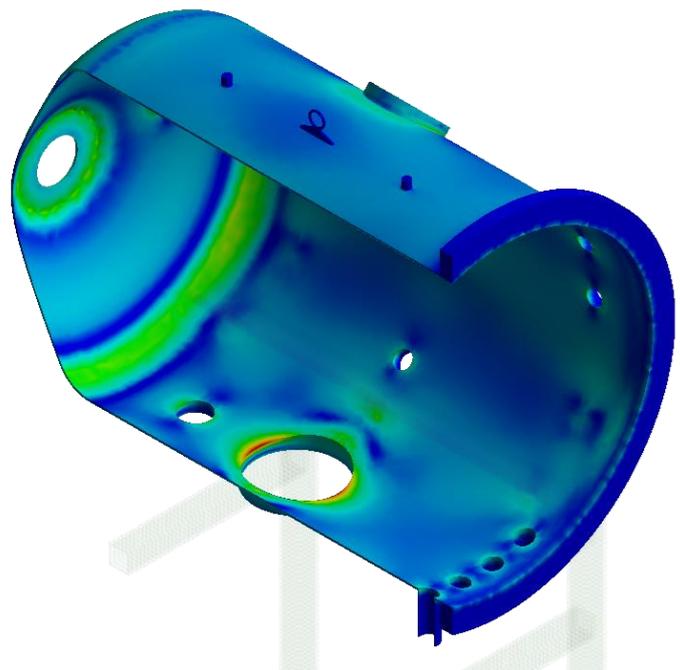
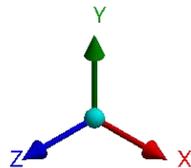
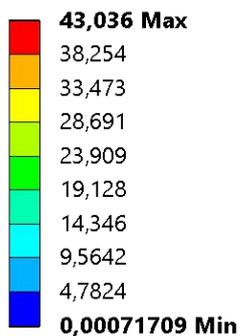


Figura 6.5, distribuição de tensão equivalente na câmara de vácuo.

A tensão equivalente máxima ocorre na borda do flange de maior diâmetro e a distribuição de tensão nesse local é bem semelhante à distribuição descrita na bibliografia para o fluxo de esforços ao redor de uma obstrução circular (MEGSON, 2013). A mesma distribuição também ocorre ao redor de todos os flanges, porém o fator de concentração de esforços é proporcional ao diâmetro da obstrução, portanto os esforços não são tão concentrados nos outros flanges.

Outras regiões com concentração de esforços são identificáveis na figura acima, especialmente nos locais onde ocorre uma transição de geometria. Temos concentração de esforços na transição dentre a região plana do tampo e a região

cônica do tampo, assim como na transição entre a região cônica do tampo e a região cilíndrica da câmara de vácuo. Também é possível identificar os locais de concentração de esforços devido ao contato com as colunas de suporte da câmara de vácuo e as colunas de suporte dos trilhos.

Os resultados de deformação (ou *strain* em inglês) também se mostraram satisfatórios. A deformação máxima foi de apenas $3,57E-4$ mm/mm, muito abaixo do limite de deformação elástica do alo 304.

B: Static Structural - Chamber

Equivalent Total Strain

Type: Equivalent Total Strain

Unit: mm/mm

Time: 1

Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)

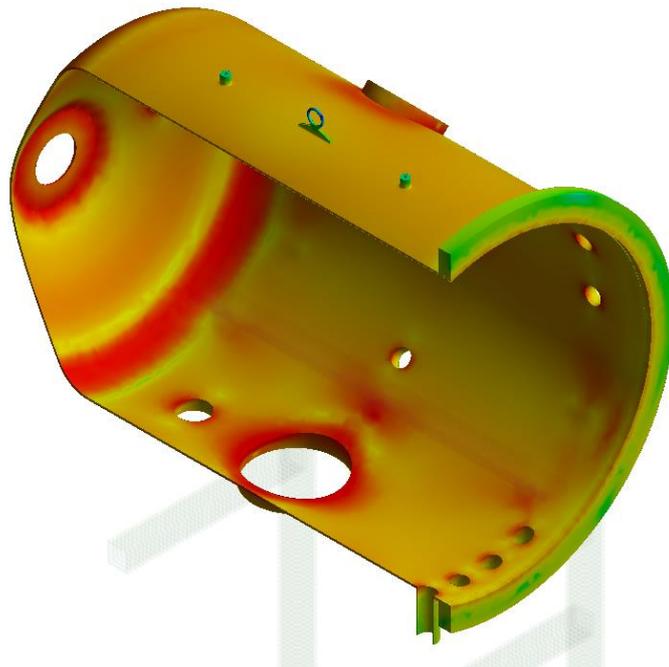
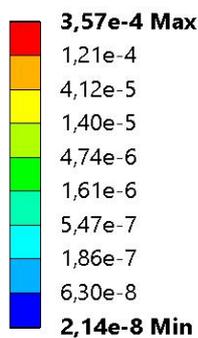


Figura 6.6, distribuição de deformação da câmara de vácuo.

Uma comparação dos residuais de energia de deformação com a energia total de deformação é necessária porque a malha não tem uma qualidade ideal. Apesar dessa qualidade abaixo do ideal, os residuais foram de apenas 231,16 mJ com uma energia de total de deformação de 4557,8 mJ, ou seja, os residuais são apenas 5,07% do valor total. Esses residuais são um forte indicador da boa qualidade da solução.

Para comprovar a qualidade da solução pode-se realizar um estudo de convergência da malha, como o modelo possui corpos de linha em contato com corpos sólidos as funções de refinamento automático da malha são desativadas. Portanto devemos analisar o problema com malhas com diferentes refinamentos.

Tabela 6.1, resultados do estudo de convergência da malha

Nós	Elementos	Tensão equivalente [MPa]	Residuais [mJ]	Energia de deformação [mJ]	Erro relativo
169583	83882	43,036	231,16	4557,8	5,07%
257155	128762	43,42	125,8	4595	2,74%
549095	277501	45,294	67,615	4606,7	1,47%
1498873	773165	46,53	42,756	4626,4	0,92%

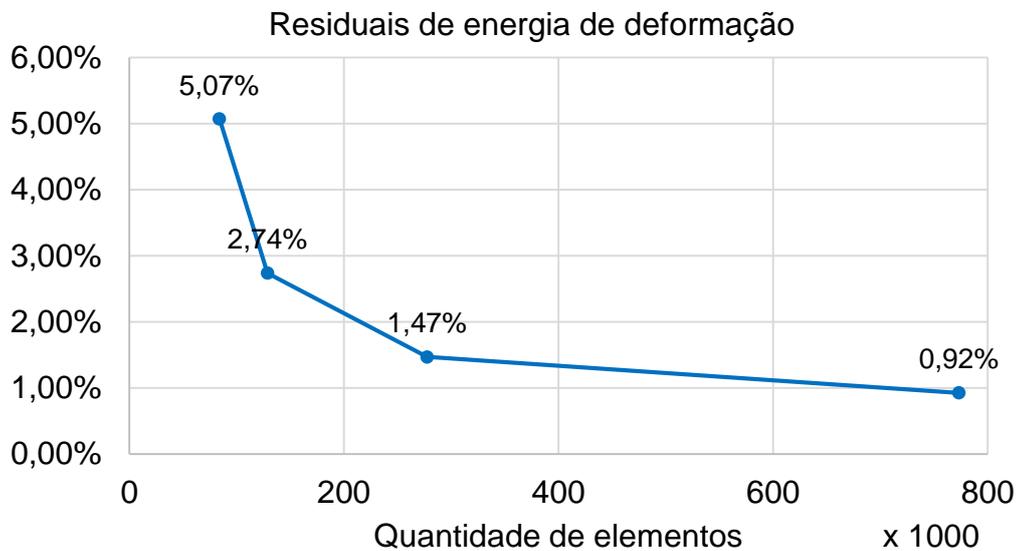


Figura 6.7, erro relativo em função da quantidade de elementos da malha.

Os residuais de energia de deformação diminuem drasticamente com o refinamento da malha, porém a tensão equivalente se mantém estável. O erro relativo é calculado pela razão da energia residual dividida pela energia total de deformação.

A força de reação do apoio ficou bem próxima do esperado. Como a câmara de vácuo é um vaso de pressão fechado com pressão uniforme, não deve existir uma força resultante oriunda da pressão interna, o carregamento do peso da estrutura deve ser muito maior do que as forças laterais do apoio. As componentes da reação do apoio são -2 N na direção x, -0,15 N na direção z e 4393,9 N na direção y, exatamente como o esperado.

Com base nos resultados dos esforços é possível fazer uma estimativa da vida útil da câmara de vácuo, porém como a tensão equivalente é muito baixa, não faz sentido físico fazer essa estimativa.

6.1.3 Resultados das colunas e vigas

A simulação estrutural também obtém resultados para os corpos de viga, tanto para forças, momentos e esforços. Primeiramente vamos analisar as forças axiais como ilustrado na figura 6.8.

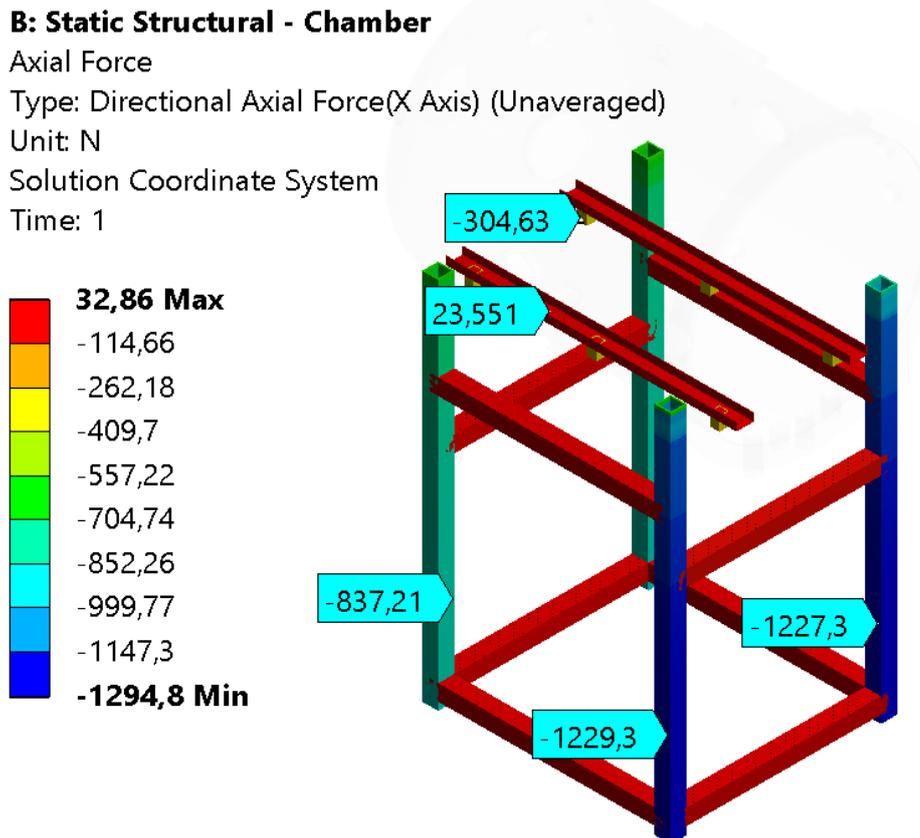


Figura 6.8, distribuição de forças axiais nas colunas e vigas.

Cada coluna de suporte do trilho tem uma carga de 300N aplicada e a força axial resultante varia entre -307 e -304 N, bastante próximo do valor estimado. O sinal negativo significa que essa coluna está sobre compressão. Além disso existem também outras forças que agem sobre a viga que não foram consideradas na estimativa. As vigas do trilho estão sob tração de 23,5 N entre os suportes porque a base das colunas de suporte está conectada à parede da câmara de vácuo, a qual está sofrendo compressão devido à pressão externa. Portanto a compressão da parede da câmara de vácuo gera uma tração nos trilhos. Isso pode ser verificado pela aferição da força axial nas pontas livres do trilho, nesse local a força axial é aproximadamente zero.

As colunas de suporte da câmara estão sob uma força de compressão total de 4400 N, essa compressão é maior na base e diminui com a altura, como é de se esperar de uma coluna vertical carregada. As colunas próximas da porta suportam 1290 N cada enquanto as do fundo suportam 910N, essa diferença ocorre devido ao peso da porta e à posição do centro de massa da câmara. As vigas de reforço servem para contrabalançar e distribuir as forças oriundas da contração da câmara de vácuo. Essa contração gera momentos de torção e flexão nas vigas de reforço de forma simétrica. Nas vigas de reforço frontal e traseira, essa contração gera uma força de compressão de -51 N e -42,5N respectivamente, enquanto nas vigas da base frontal e traseira a contração gera uma força de tração de +32,86N e + 26,1N respectivamente. As vigas de reforço lateral sofrem uma compressão de aproximadamente 26N além de uma torção de 1N.m, também devido à contração da câmara.

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

A figura abaixo ilustra o momento fletor total que incide sobre as colunas e vigas, assim como a deformação desses componentes ampliada 1000 vezes. A ampliação da deformação ajuda na compreensão da orientação desses momentos em relação a cada viga.

B: Static Structural - Chamber

Total Bending Moment

Type: Total Bending Moment (Unaveraged)

Unit: N·m

Time: 1

Deformation Scale Factor: 1000,

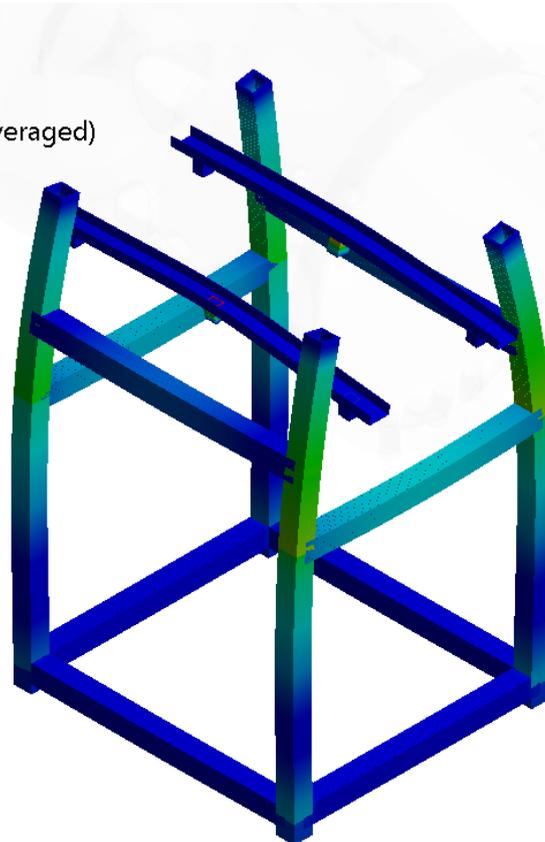
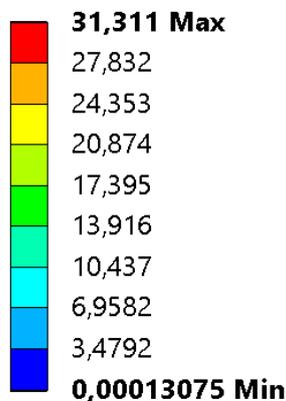


Figura 6.9, distribuição de momento fletor nas colunas e vigas da câmara.

Com as forças e momentos incidentes e as propriedades da seção transversal das colunas e vigas é possível calcular os esforços desses elementos manualmente, porém é muito mais prático utilizar as ferramentas de vigas do Ansys (*Beam Tools*) para obter esses valores. A figura abaixo apresenta o esforço combinado mínimo, esse resultado é obtido pela combinação linear do esforço direto, oriundo das forças axiais, e do esforço fletor, oriundo do momento fletor. (ANSYS INC, 2018)

B: Static Structural - Chamber

Minimum Combined Stress

Type: Minimum Combined Stress

Unit: MPa

Time: 1

Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)

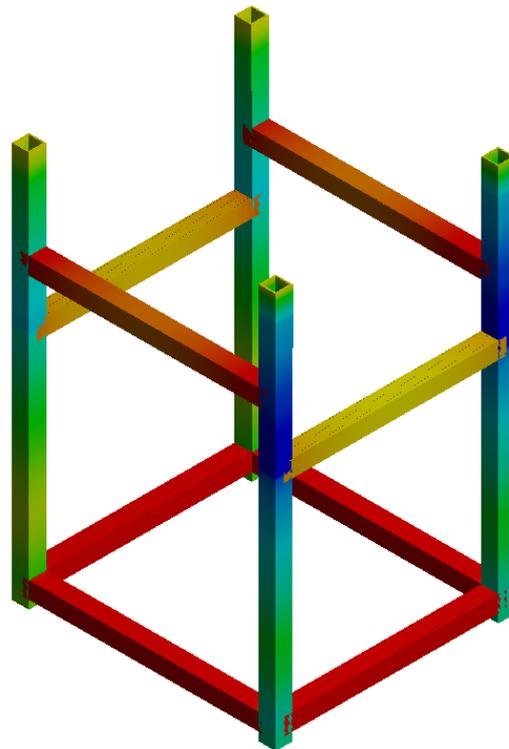
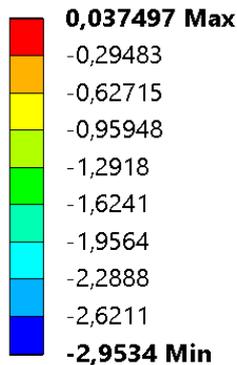


Figura 6.10, tensão combinada nas colunas e vigas.

As colunas e vigas de suporte da câmara de vácuo têm uma compressão máxima de -2,95 MPa e tração máxima de 0,65 MPa. A mesma análise foi feita para os trilhos e suas colunas de suporte, que resultou em um esforço máximo de 12 MPa da junção do trilho com a coluna de suporte do meio. Nesse local há uma força de cisalhamento relativamente grande de 700N. Essa força pode se originar da interação da carga de 300N aplicada no trilho com a deformação da parede da câmara de vácuo. Também é possível que essa força de cisalhamento seja uma anomalia numérica causada pela condição de contato entre o trilho e a coluna de suporte. De qualquer forma, a tensão direta é de 12MPa e a tensão de cisalhamento é menor que 1 MPa, novamente, as tensões estão muito abaixo dos limites do material.

6.1.4 Análise de flambagem

Flambagem é a deformação que ocorre quando um componente estrutural delgado, uma viga ou uma placa por exemplo, está sujeito a um carregamento compressivo (MEGSON, 2013). Existe um ponto crítico em que um pequeno aumento na força de compressão gera uma grande deformação da estrutura devido à flambagem, portanto o cálculo desse ponto crítico é fundamental na análise da flambagem de uma estrutura. Esse ponto crítico pode ser definido como um fator multiplicador da carga aplicada na estrutura, chamado fator de carga. (ANSYS INC, 2018). O cálculo do carregamento crítico de flambagem pode ser feito de forma analítica para componentes simples como vigas lineares e placas planas, porém para estruturas complexas, digamos, uma câmara de vácuo com vários furos, uma solução analítica é impraticável. Nesses casos uma solução numérica é ideal.

Considere, por exemplo, uma viga cujo carregamento crítico é de 1kN. Ou seja, se a viga sofrer um carregamento compressivo maior que 1kN ela vai sofrer flambagem e deformação resultante desestabilizará a estrutura. Se o carregamento for menor que 1kN, não ocorrerá flambagem. Considere agora que essa viga está sob um carregamento compressivo de 500N, apenas metade do carregamento crítico, isso significa que para a viga apresente flambagem, o carregamento teria que ser multiplicado por 2. De forma matemática, podemos definir um fator multiplicador de carga F_{mult} como sendo:

$$F_{mult} = \frac{\text{carga crítica de flambagem}}{\text{carga aplicada}} \quad (6.5)$$

No caso especial em que a análise de flambagem leva em conta as cargas reais que a estrutura vai sofrer, o fator multiplicador pode ser interpretado como uma margem de segurança da estrutura. (ANSYS INC, 2018)

Uma determinada estrutura pode deformar de infinitos modos, cada um com seu próprio fator de carga (MEGSON, 2013). O comportamento pós-flambagem pode ser determinado com base na superposição dos modos que possuem um carregamento crítico menor que o aplicado na estrutura. O primeiro modo tem o menor fator de carga, por isso é dada uma ênfase maior nesse modo.

Foram realizadas duas análises de flambagem, uma sem os pesos de 300N nas colunas de suporte dos trilhos e outra com os pesos.

Tabela 6.2, fatores de carga da análise de flambagem.

Modo	Fator de carga, sem peso	Fator de carga, com peso	variação
1	10,21	10,355	1,42%
2	10,234	10,538	2,97%
3	11,751	11,861	0,94%
4	11,824	12,008	1,56%
5	12,282	13,482	
6	13,006	13,975	
7	13,799	14,327	3,83%
8	14,657	15,133	3,25%
9	14,929	18,406	
10	18,199	18,462	1,45%

Note que forças aplicadas nas colunas dos trilhos aumentam o fator de carga da estrutura, isso significa que essas cargas aumentam a rigidez da câmara. Esse aumento de rigidez é um resultado da tração que surge na parede da câmara de vácuo como resultado dessas cargas. Note também a grande diferença nos modos 5, 6 e 9; nesses três modos a forma modal é diferente nos dois cenários, portanto não devem ser comparados diretamente.

Comparando os resultados do modelo completo com os de um modelo intermediário sem os trilhos, pode-se notar um grande aumento da rigidez da câmara de vácuo com a adição dos trilhos. Antes dessa adição o primeiro fator de carga era de 7,3. Os trilhos foram adicionados para apoiar a câmara de vácuo dentro da câmara, porém esse aumento de rigidez é um efeito colateral muito útil.

Note também que os fatores de carga são muito maiores que 1, isso significa que a câmara de vácuo possui uma margem de segurança muito ampla com relação à flambagem.

6.1.5 Análise modal

Outra análise estrutural importante é a análise modal. Essa análise permite encontrar as frequências de oscilação natural da estrutura assim como as formas modais. Esse tipo de análise é fundamental para o entendimento da estrutura quando exposta a cargas transientes que podem induzir oscilações na estrutura. O objetivo principal da análise modal é a obtenção das frequências de oscilação natural da estrutura, com essa informação é possível detectar possíveis problemas de ressonância na estrutura.

Se a estrutura tiver que ser exposta a um carregamento dinâmico, são necessárias outras análises estruturais. Uma análise de resposta harmônica é ideal para carregamentos cíclicos, uma análise transiente é ideal para carregamentos dinâmicos mais genéricos. No caso de uma estrutura exposta a uma vibração aleatória como as causadas por um motor por exemplo, exigem a solução de uma análise de resposta a vibração aleatória. (ANSYS INC, 2018)

As quinze primeiras frequências naturais da estrutura são listadas a seguir:

Tabela 6.3, frequências naturais de oscilação da câmara de vácuo.

Modo	Frequência [Hz]	Descrição
1	13,599	translação em x
2	14,124	translação em z
3	17,664	rotação ao redor de y
4	50,895	trilho
5	53,25	trilho
6	66,517	trilho
7	70,59	trilho
8	73,571	rotação ao redor de x
9	91,486	rotação ao redor de z
10	105,73	colunas
11	107,67	oscilação da porta em y
12	114,21	colunas
13	115,12	colunas
14	122,94	oscilação da porta em z
15	131,97	colunas

A figura abaixo apresenta as formas modais do 3º, 9º, 12º e 15º modo de vibração da estrutura. Vale ressaltar que a deformação total obtida pela análise modal não é a deformação real da estrutura. (ANSYS INC, 2018)

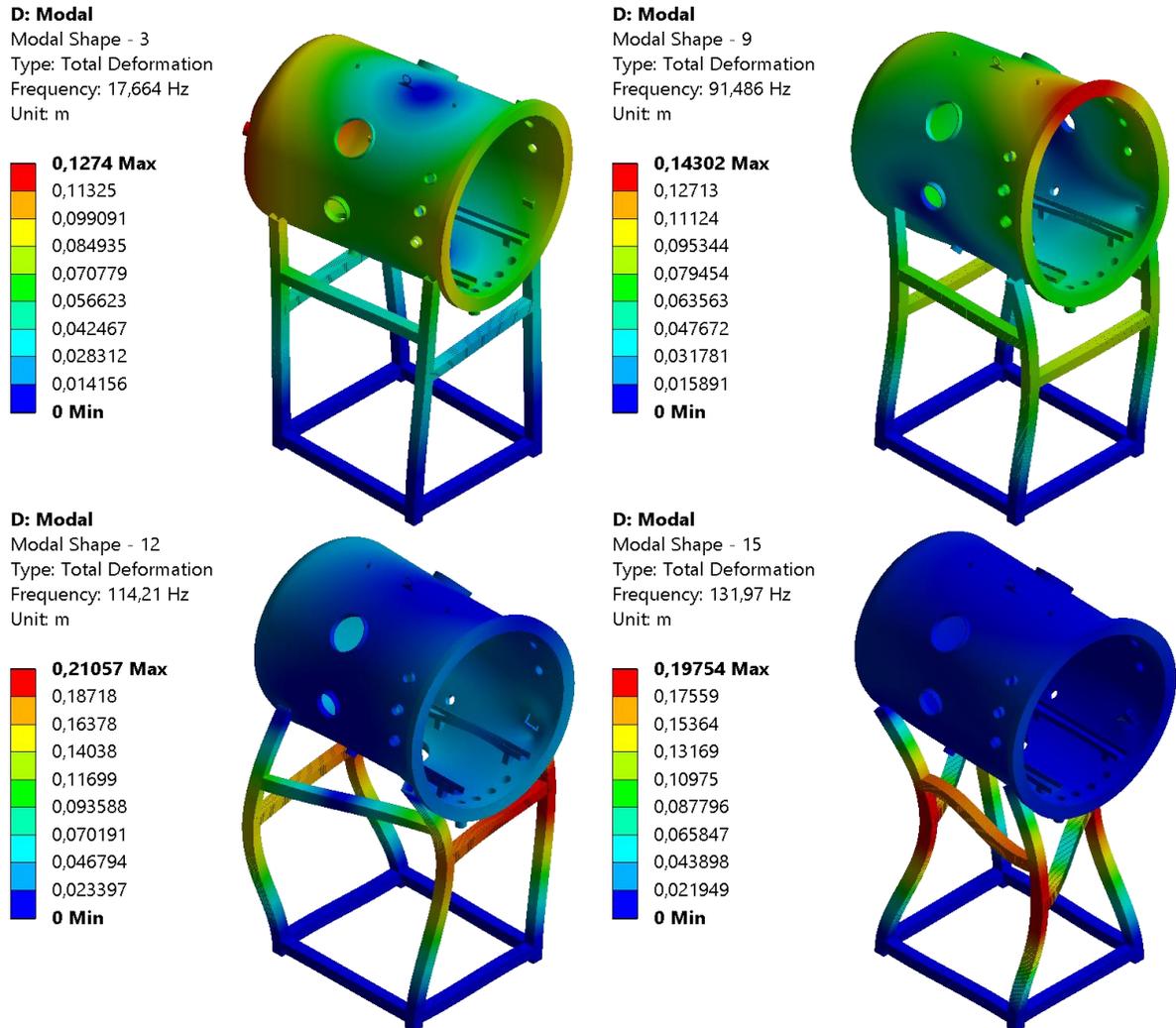


Figura 6.11, seleção de formas modais da estrutura.

Uma análise modal não é muito comum em câmaras de vácuo, principalmente porque esses sistemas não costumam apresentar cargas cíclicas como vibração ou cargas transientes com um período curto. Porém essa câmara de vácuo terá uma bomba turbomolecular conectada diretamente à parede da câmara, portanto o conhecimento das frequências naturais pode ser útil porque uma bomba turbomolecular pode apresentar oscilações. Bombas mecânicas têm um perfil de vibração muito mais pronunciado do que uma turbomolecular, isso poderia ser um problema caso houvesse conexão direta entre a bomba de vácuo e a bomba de vácuo apresentasse frequências próximas das frequências naturais da câmara de vácuo.

6.1.6 Análise térmica

Um dos requisitos da câmara de vácuo é que a temperatura externa não dever ser maior que 60° nem menor que 0° por motivos de segurança.

A temperatura na superfície externa da câmara pode ser estimada de forma relativamente simples utilizando o conceito de resistência térmica, para determinar a temperatura na superfície devemos criar a rede de resistências térmicas que modela a transferência de calor entre o ambiente, a parede da câmara de vácuo e as placas térmicas. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015) Na figura abaixo temos o diagrama de resistência térmica da câmara de vácuo em que

- T_{∞} é a temperatura ambiente;
- T_{surf} é a temperatura na superfície externa da câmara de vácuo;
- $T_{interna}$ é a temperatura das placas térmicas (123K para operação a frio e 423 K para operação a quente);
- R_{convec} é a resistência térmica da transferência de calor por convecção natural entre a parede da câmara de vácuo e o ambiente externo;
- R_{cond} é a resistência térmica de condução através da parede;
- $R_{rad,1}$ representa a transferência de calor por radiação com o ambiente;
- $R_{rad,2}$ representa a transferência de calor por radiação entre a câmara de vácuo e a câmara térmica.

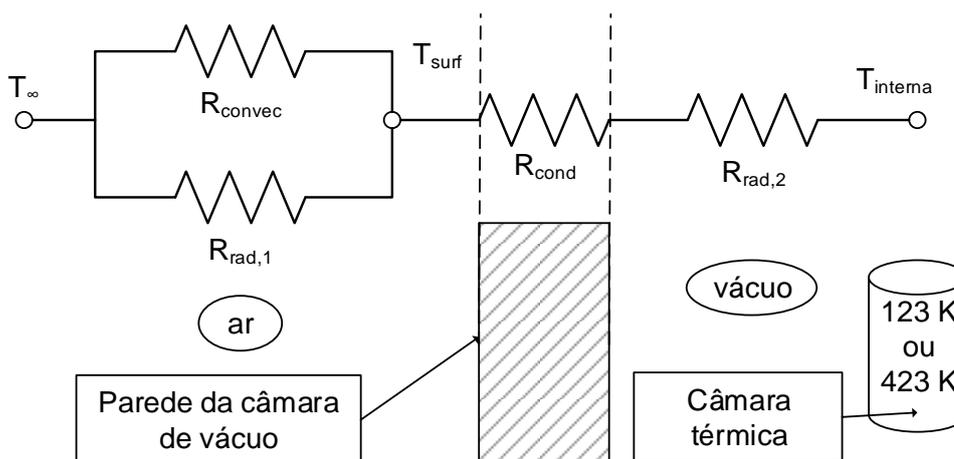


Figura 6.12, diagrama de resistência térmica da parede da câmara de vácuo.

Da bibliografia temos as equações que definem os valores das resistências térmicas: (ÇENGEL e GHAJAR, 2015)

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \pi L k} = \frac{\ln\left(\frac{r_{externo}}{r_{interno}}\right)}{2 \pi L k} \quad (6.6)$$

Em que r_1 e r_2 são os raios internos e externos da câmara de vácuo, L é o comprimento da região cilíndrica da câmara e k é o coeficiente de condutividade térmica do material, no caso aço 304.

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} A_s} \quad (6.7)$$

$$R_{rad} = \frac{1}{\varepsilon \sigma h_{rad} A_s} \quad (6.8)$$

Em que A_s é a área da parede da câmara de vácuo exposta a transferência de calor, h_{conv} e h_{rad} são os coeficientes de transferência de calor por convecção e radiação, respectivamente (ÇENGEL e GHAJAR, 2015). Os procedimentos do cálculo desses dois coeficientes podem ser encontrados facilmente na bibliografia, portanto não é necessário descrever em detalhes esses procedimentos nesse documento. As resistências térmicas de convecção e radiação podem ser substituídas por uma resistência equivalente $R_{ambiente}$. A resistência térmica total do sistema é descrita por uma resistência equivalente R_{total} .

Com isso podemos calcular o fluxo de calor entre o ambiente externo e a câmara térmica passando pela parede da câmara de vácuo e com isso calcular a temperatura da parede

$$R_{total} = R_{ambiente} + R_{cond} + R_{rad,2} \quad R_{ambiente} = \frac{R_{conv} R_{rad,1}}{R_{conv} + R_{rad,1}} \quad (6.9)$$

$$\dot{Q} = \left| \frac{T_{\infty} - T_{interna}}{R_{total}} \right| \quad (6.10)$$

$$T_{surf} = T_{\infty} - \dot{Q} R_{ambiente} \quad (6.11)$$

A melhor forma de solucionar essa equação é por meio de um método iterativo. Esse método estima um valor inicial para a temperatura da superfície porque o cálculo do coeficiente de transferência de calor é muito mais simples quando as temperaturas são conhecidas, outra vantagem é a capacidade de considerar a condutividade térmica do aço como uma função da temperatura. A cada iteração a temperatura estimada da superfície deve ser ajustada até que a diferença entre a temperatura

estimada e a temperatura calcula seja muito pequena. Ao aplicar uma estimativa inicial de 288,18 K temos que a temperatura calculada é 288,1793 K ou 15,02°C. Para esses valores temos que as resistências térmicas são:

$$\begin{aligned} R_{conv} &= 4,096 \\ R_{rad,1} &= 1,522 \left[\frac{K}{W} \right] \\ R_{cond} &= 8,54E - 5 \left[\frac{K}{W} \right] \\ R_{rad,2} &= 15,505 \end{aligned} \quad \therefore \quad \begin{aligned} R_{ambiente} &= 1,1095 \left[\frac{K}{W} \right] \\ R_{total} &= 16,615 \left[\frac{K}{W} \right] \end{aligned} \quad (6.12)$$

A transferência de calor por radiação entre a parede da câmara de vácuo e a câmara térmica é o principal fator, isso ocorre devido à baixa emissividade das superfícies internas. Esse comportamento é altamente desejável porque quanto maior a resistência térmica dessa troca de calor, menor o fluxo de calor entre a câmara térmica e o ambiente isso implica em um menor consumo de nitrogênio, LN2 no caso frio e GN2 aquecido no caso quente. Podemos notar também que a resistência térmica da parede da câmara de vácuo é muito pequena, isso implica em uma distribuição de temperatura bastante uniforme na câmara de vácuo.

A análise numérica realizada no Ansys apresentou resultados muito próximos, a temperatura média da câmara de vácuo é de 13,94°C, sendo que o valor teórico é de 15°C; e a variação de temperatura foi de apenas $\pm 0,3^\circ\text{C}$.

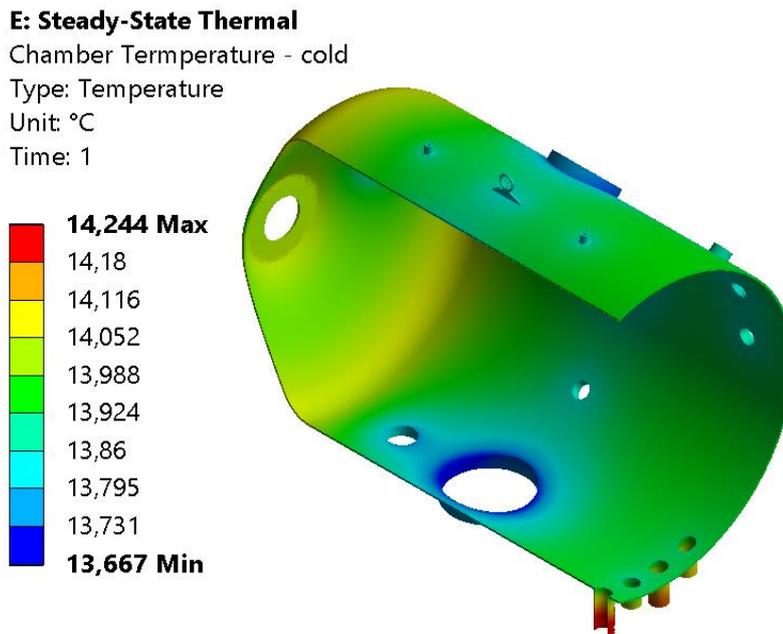


Figura 6.13, distribuição de temperatura na câmara de vácuo par o caso frio.

As três condições de contorno aplicadas na análise térmica da câmara de vácuo foram:

- **Convecção** aplicada nas superfícies externas, o coeficiente de convecção utilizado foi $3,3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Esse valor foi obtido seguindo os procedimentos descritos na bibliografia. (ÇENGEL e GHAJAR, 2015) A temperatura ambiente é de 293K.
- **Radiação** aplicada nas superfícies internas com emissividade 0,1 e temperatura ambiente de 123K para a simulação a frio e 423K para a simulação a quente.
- **Radiação** aplicada nas superfícies externas com emissividade 0,5 e temperatura ambiente de 293K.

Os resultados para a simulação da operação a quente também foram muito bons, a câmara não apresenta temperatura maior que o permitido em nenhum local. A distribuição de temperatura continua bastante uniforme e é bem semelhante a ilustrada na figura 6.13 porém “com sinal invertido”. Os pontos frios mudam para pontos quentes e vice-versa.

E: Steady-State Thermal

Chamber Temperature - hot

Type: Temperature

Unit: °C

Time: 2

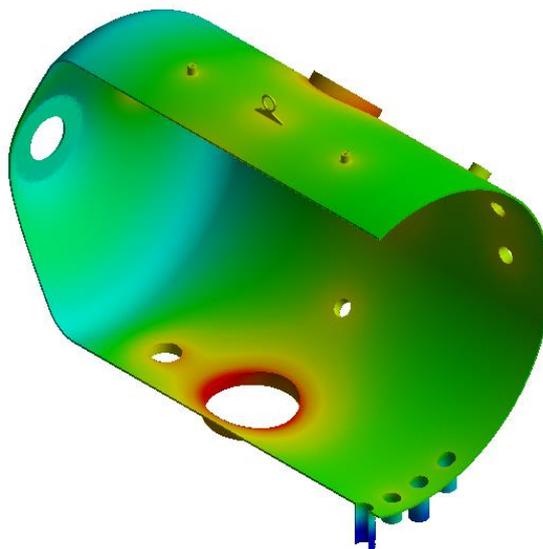
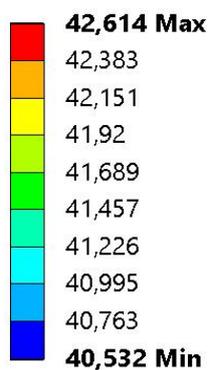


Figura 6.14, distribuição de temperatura na câmara de vácuo par o caso quente.

A análise térmica da câmara de vácuo pode ser aprimorada com a adição dos efeitos da entrada e saída de nitrogênio. Como esses são localizados apenas nos flanges, seus efeitos podem ser ignorados.

6.2 MODELAGEM DOS SUPORTES

A câmara térmica é apoiada em seis pontos, os apoios devem permitir o deslocamento livre ao longo dos trilhos para posicionar a câmara térmica e acomodar a contração e dilatação térmica da mesma. A análise estrutural da câmara térmica mostrou que a contração térmica é de 1,8823mm durante a operação a frio e a dilatação térmica é de 1,373mm durante a operação a quente, portanto a câmara tem uma amplitude de dilatação térmica de 3,26mm. Os apoios devem ter uma grande resistência térmica para diminuir o fluxo de calor. Obviamente, os materiais utilizados pelos suportes devem ser compatíveis com o ambiente de vácuo.

A proposta inicial consiste de um bogie⁹ com quatro rodas, as quatro rodas são necessárias para garantir a estabilidade do apoio. Cada roda consiste de um rolamento de aço compatível com o ambiente de vácuo com um O-ring de fluoropolímero, esse tipo de O-ring também é utilizado para a vedação dos flanges.

Uma placa de metal segura os eixos dos rolamentos, essa placa é soldada a uma pequena coluna de seção quadrada de 30x30mm com altura de 55mm. No topo dessa coluna existe uma placa de aço e um o-ring de 18mm de diâmetro interno e 7mm de espessura apoiado nessa placa. A placa de apoio do o-ring tem uma pequena canaleta para segurar o o-ring.

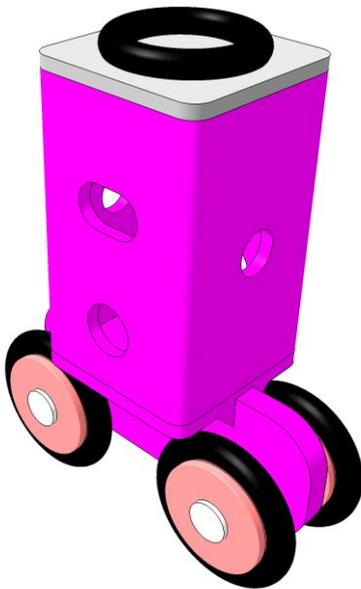


Figura 6.15, ilustração de um modelo de apoio proposto.

⁹ Um bogie, também chamado de truque, é o conjunto de rodas, rolamentos, suspensão, freios e chassi utilizado em trens para suportar os vagões. Esse nome foi escolhido para os suportes da câmara térmica devido à semelhança do modelo proposto com um bogie ferroviário.

entre componentes de aço o fluxo de calor seria substancialmente maior.

A análise estrutural do bogie foi feita utilizando um cenário fortemente conservador, utilizando uma força de 950 N comprimindo o apoio. Dessa forma os apoios terão uma grande margem de segurança.

O modelo numérico utiliza apenas elementos sólidos do tipo SOLID187, ao todo são 84389 elementos. O material do o-ring de apoio tem um módulo de elasticidade de apenas 10,3 MPa e razão de Poisson de 0,45. (MYKIN INC)

Um dos eixos recebeu uma condição de suporte fixo enquanto o outro eixo está simplesmente apoiado. Uma carga de 950N foi aplicada na placa superior simulando uma câmara térmica sobrecarregada.

O oring sofre uma deformação de 2mm quando a estrutura é carregada. O modelo apresenta alguns pontos de concentração de tensão, especialmente no contato da placa de apoio do oring com a coluna de seção 35x35. Mesmo com esses pontos de concentração, as tensões equivalentes se mantiveram dentro do regime elástico do aço.

Note na figura das tensões equivalentes que o caminho das cargas até os eixos é claramente visível.

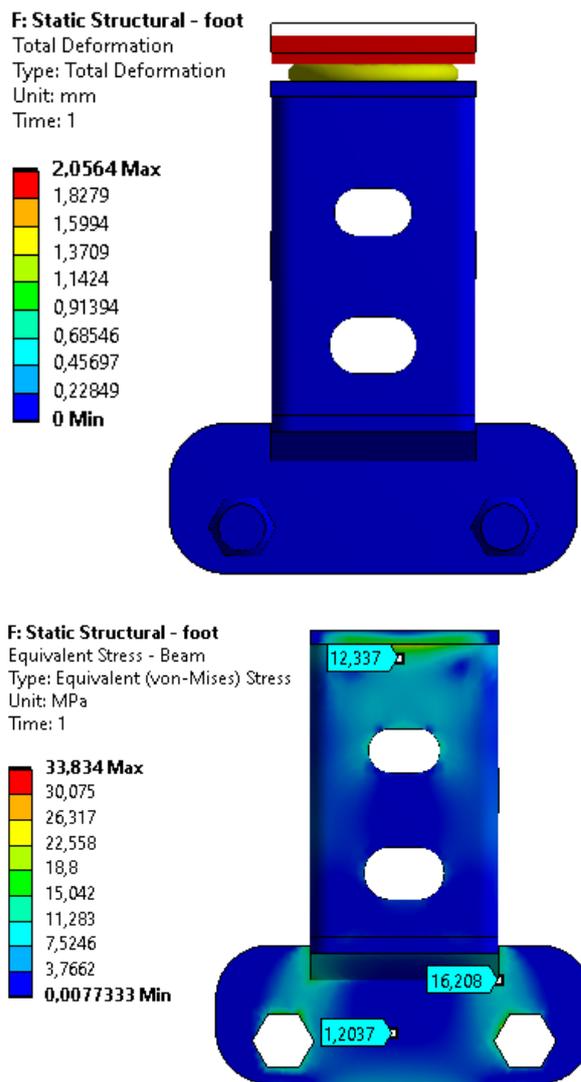


Figura 6.16, deformação total do apoio e tensões equivalentes na estrutura de apoio

O material do o-ring possui uma limitação importante, a temperatura do o-ring não deve ser maior que 205°C nem menor que -20°C (BARWELL). A temperatura máxima de operação do material é maior que a temperatura da câmara térmica, portanto a temperatura máxima não é um problema. A temperatura mínima é

preocupante, porque a câmara térmica tem temperaturas substancialmente menores do que -20°C . A análise térmica da estrutura é fundamental.

A análise térmica possui três condições de contorno, a temperatura nos eixos foi fixada em 293K, a temperatura na placa superior – a placa que simula a temperatura da placa térmica – foi fixada em 123 K para a operação a frio e 423K na operação quente e uma condição de radiação foi aplicada nas superfícies da coluna de apoio e placa de fixação dos eixos. A condição de radiação tem emissividade 0,25 e temperatura ambiente de 293K.

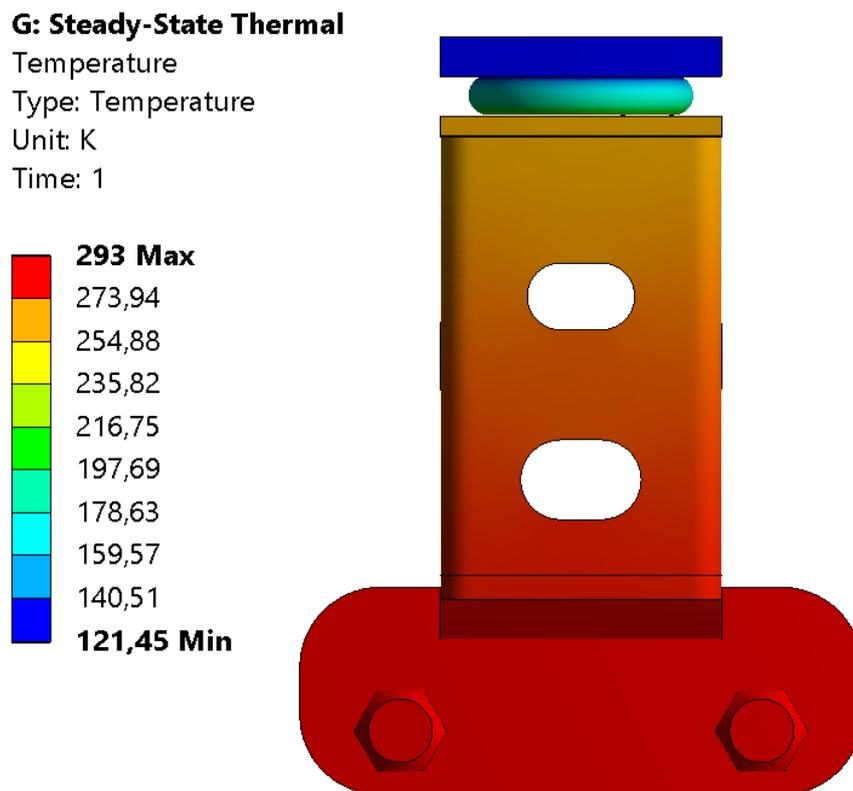


Figura 6.17, distribuição de temperatura do suporte.

A distribuição de temperatura ilustrada na figura acima demonstra que o o-ring é um excelente isolante térmico porque há uma grande diferença de temperatura entre a câmara térmica e o suporte. Uma análise do fluxo de calor através do o ring resulta em um fluxo de calor de 1,374 W do suporte para a câmara na operação a frio. Na operação quente essa transferência de calor é de 1,06 W na direção contrária.

Infelizmente a temperatura mínima do o-ring é de -140°C , muito abaixo dos limites do material, portanto uma nova solução deve ser utilizada.

6.2.1 Proposta alternativa de suporte

A nova solução proposta consiste em substituir o o-ring de fluoropolímero por um hemisfério fino de aço. Podemos comparar as duas soluções calculando a resistência térmica dos dois casos. A resistência térmica do o-ring pode ser calculada como uma placa, dessa forma podemos utilizar diretamente a equação (3-5) da bibliografia (ÇENGEL e GHAJAR, 2015).

Podemos utilizar a geometria deformada do o-ring, então temos o comprimento l igual a 5mm que é a espessura do o-ring deformado. A área é a área de contato do o-ring com as placas, que é aproximadamente uma coroa circular de 20mm por 23mm. A condutividade do material é $0,225 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

$$R_o = \frac{l}{k A} = 219,334 \left[\frac{\text{W}}{\text{K}} \right] \quad (6.2.1)$$

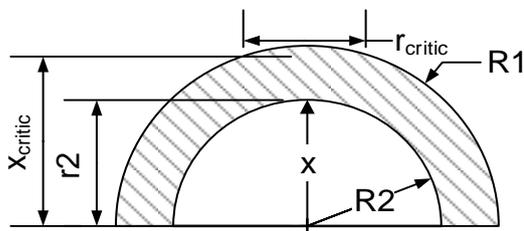


Figura 6.18, ilustração da região de integração.

6.2.1.1 Comparação com o O-ring

O cálculo da resistência térmica de uma casca hemisférica é mais complexo. O fluxo de calor não é radial, portanto é necessária uma solução especial. Se o fluxo de calor fosse na direção radial, a equação (3-41) da bibliografia descreveria a situação.

Podemos descrever a resistência térmica da casca hemisférica como sendo a soma de infinitas placas finas com altura dx e depois integrar sobre os domínios adequados. A integração deve ser resolvida em duas etapas, primeiro devemos integrar as seções anulares, e depois as seções circulares. Isso significa que o limite de integração é de 0 até R_2 conforme ilustrado na figura 6.18. O segundo limite de integração deveria ser de R_2 a R_1 , porém a integral resulta em uma indeterminação em $x = r_1$ porque nesse ponto a área de seção é zero. Podemos contornar esse

problema ao integrar até um x crítico em que a área de seção nesse ponto consegue suportar a carga do suporte sem exceder o limite de escoamento do aço.

$$R_{hemisfera} = \int_0^{R_1} \frac{dx}{k A_{seção}(x)} = \int_0^{R_2} \frac{dx}{k A_{seção}(x)} + \int_{R_2}^{R_1} \frac{dx}{k A_{seção}(x)} \quad (6.2.2)$$

A área de seção de uma casca esférica tem uma propriedade interessante, a área de seção não depende do plano de corte. Podemos demonstrar isso facilmente pelo cálculo da área da seção em que A_1 é a área da seção circular da esfera de raio R_1 e A_2 é a área de seção circular da esfera de raio R_2 .

$$A_{seção} = A_1 - A_2 \quad (6.2.3)$$

Podemos calcular a área da seção em função da altura aplicando a identidade trigonométrica do círculo.

$$\begin{aligned} x^2 + r_{seção}^2 &= R_1^2 & \therefore & A_1 = \pi (R_1^2 - x^2) \\ x^2 + r_{seção}^2 &= R_2^2 & & A_2 = \pi (R_2^2 - x^2) \end{aligned} \quad (6.2.4)$$

Aplicando a equação (6.2.4) na equação (6.2.3), temos:

$$A_{seção} = \pi (R_1^2 - x^2) - \pi (R_2^2 - x^2) = \pi (R_1^2 - R_2^2) \quad (6.2.5)$$

Podemos então resolver a primeira parte da integral

$$\int_0^{R_2} \frac{dx}{k \pi (R_1^2 - R_2^2)} = 12,0623 \left[\frac{K}{W} \right] \quad (6.2.6)$$

O passo seguinte é o cálculo de x_{critic}

$$\frac{F}{A_{critic}} = \frac{950 [N]}{\pi r_{critic}^2} = 200 MPa \quad (6.2.7)$$

Rearranjando a equação acima e resolvendo para r_{critic} temos 1,2296mm. Em seguida devemos calcular o valor de x_{critic} com a relação trigonométrica do círculo

$$x_{critic}^2 + r_{critic}^2 = R_1^2 \quad (6.2.8)$$

$$x_{critic} = \sqrt{R_1^2 - r_{critic}^2} \quad \therefore x_{critic} = 9,9241 mm \quad (6.2.9)$$

Para $x > R_1$ temos que a área de seção é um círculo completo, portando a área de seção transversal A_1 é descrita pela equação (6.2.4).

$$\int_{R_2}^{x_{critic}} \frac{dx}{k A_1} = \int_{R_2}^{x_{critic}} \frac{dx}{k \pi (R_1^2 - x^2)} = 7,09245 \left[\frac{K}{W} \right] \quad (6.2.10)$$

Ao somar os resultados das equações (6.2.6) e (6.2.10) temos a resistência térmica de condução da casca hemisférica, $R_{hemisfera} = 19,154 \text{ K/W}$. A hemisfera metálica tem uma resistência térmica muito menor do que o o-ring, porém o contato aço-aço não é tão bom quanto o contato viton-aço. A essa pressão a resistência de contato aço-aço é de $1,3388E-2 \text{ m}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{W}^{-1}$ (MO e SEGAWA, 2011), se aplicarmos esse valor na pequena área de contato temos:

$$R_{contato} = \frac{1,3388E-2 \text{ [m}^2 \text{K W}^{-1}]}{4,7498 \text{ [mm}^2]} = 2922,2 \left[\frac{K}{W} \right] \quad (6.2.11)$$

Que é muito maior do que a resistência térmica do o-ring, calculada na equação (6.2.1). Portanto a solução de um suporte apresenta um fluxo de calor menor e não tem problema com limites de temperatura.

6.2.1.2 Modelagem computacional

Foi criado um modelo muito semelhante ao da proposta anterior, com o-ring, utilizando as mesmas condições de contorno. A análise térmica obteve resultados superiores aos do modelo anterior com um fluxo de calor de apenas $0,98 \text{ W}$ no caso frio e $0,784 \text{ W}$ no caso quente. A análise estrutural também teve bons resultados com uma deformação negligenciável. Outra vantagem é a diminuição das forças laterais no suporte devido ao baixo atrito entre duas superfícies de aço.

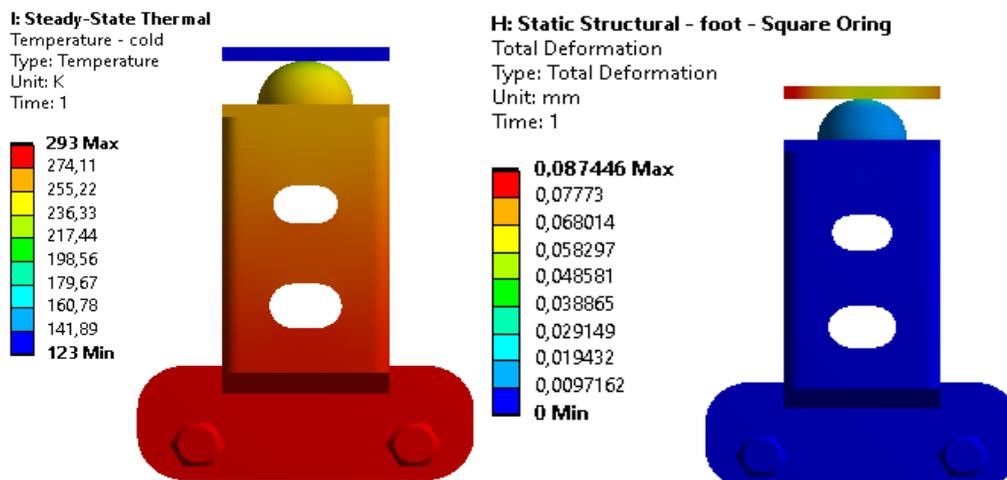


Figura 6.19, resultados de temperatura e deformação do suporte proposto.

7 MODELAGEM CATIA

O sistema completo foi separado em quatro conjuntos de componentes para a modelagem, sendo eles: Placas térmicas cilíndricas, câmara de vácuo, porta da câmara de vácuo e bancada de apoio.

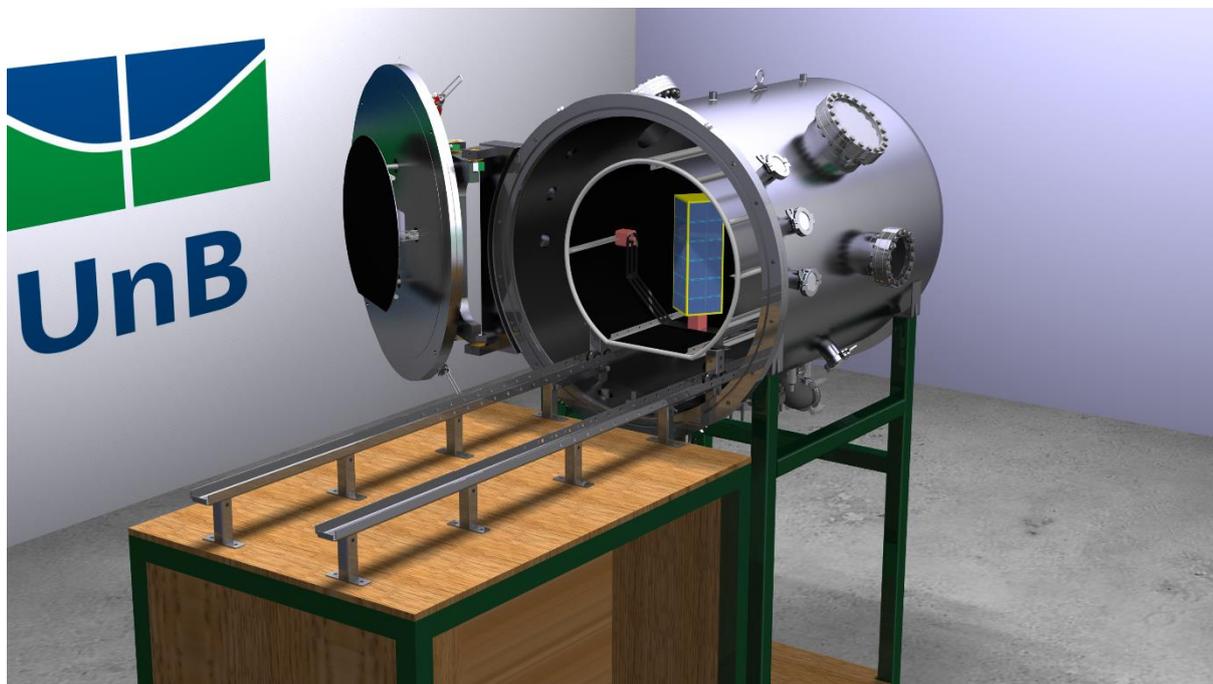


Figura 7.1, concepção artística da câmara construída.

Um dos requisitos do projeto é ter a capacidade de remover as placas térmicas de forma relativamente fácil. A solução utilizada foi dividir as placas térmicas em duas partes, uma na porta e o conjunto das placas cilíndricas é apoiado sobre rodas. Cada conjunto de rodas é chamado de bogie, de forma análoga ao chassi das rodas de um trem.

Quando as placas térmicas estão fora da câmara de vácuo utiliza-se uma bancada móvel com trilhos na mesma altura que os trilhos da câmara de vácuo, dessa forma as placas cilíndricas podem ser removidas com uma simples translação. É importante adicionar alguns reforços estruturais quando as placas estão sobre a bancada porque as placas estão simplesmente apoiadas sobre os bogies então se as placas sofrerem um impacto lateral, há o risco de que os bogies desencaixem pontos de apoio, algo que pode acarretar em uma queda e possíveis danos às placas térmicas. O contato entre os pontos de apoio e os bogies é delicado para evitar a condução de calor entre a câmara térmica e os trilhos.

A fixação das placas térmicas nos trilhos, tanto nos da câmara de vácuo quanto nos da bancada, é feita com o uso de seis parafusos e duas placas de fixação.

Antes de começar a modelagem da câmara foi criada uma biblioteca de componentes de vácuo, essa etapa de preparação acelerou drasticamente o projeto da câmara de vácuo pois muitos dos componentes são padronizados como tubos, flanges, janelas de observação.

Um projeto complexo como a câmara desenvolvida exige a aplicação de diversos ambientes de trabalho dentro do software CATIA:

- *Part Design* foi utilizado para modelagem mecânica em geral;
- *Catalog Editor* foi utilizado na criação da biblioteca de componentes de vácuo padronizados;
- *Assembly Design* foi utilizado para a montagem dos diversos componentes
- *Wireframe and Surface Design* foi utilizado para projetar o envelope da câmara de vácuo, a posição orientação e quantidade das janelas de acesso resulta em uma superfície complexa, portanto é mais prático utilizar um ambiente específico para modelagem de superfícies.
- *Generative Sheetmetal Design* foi utilizado para modelar componentes que seriam construídos a partir de folhas metálicas por meio de sortes e dobras.
- *Weld Design* foi utilizado para aplicar as soldas no modelo. Apenas algumas soldas foram aplicadas devido à complexidade do projeto e o curto tempo de trabalho.
- *Structure Design* foi utilizado para modelar as estruturas externas, em especial as vigas de apoio da câmara de vácuo e a bancada.
- *Ergonomics Design and Analysis* foi utilizado para verificar a ergonomia do modelo, por exemplo, se a altura da câmara é suficiente, se o acesso dos parafusos é possível.
- *DMU Kinematics* foi utilizado para modelar a movimentação e travamento da porta, assim como para modelar os movimentos do atuador de dois graus de

liberdade do cubesat¹⁰. O uso desse ambiente é fundamental para saber se haveria colisão com o fechamento da porta ou se há espaço suficiente dentro da câmara para mover o cubesat.

- *DMU Fittings* foi utilizado para modelar o processo de montagem da câmara, se há espaço para colocar as porcas e parafusos nos locais necessários.
- *DMU Space Analysis* foi utilizado para verificar possíveis colisões de componentes.
- *Electrical part Design* foi utilizado para modelar os conectores dos fios dos termopares.
- *Electrical Harness Assembly* foi utilizado para modelar os cabos e o roteamento dos cabos dos termopares.
- *Tubing Design* foi utilizado para modelar a tubulação de nitrogênio dentro da câmara de vácuo e as conexões de nitrogênio.
- *Photo studio*, esse ambiente foi utilizado com dois objetivos, primeiro para verificar a iluminação do cubesat pelo simulador solar, o objetivo secundário foi gerar imagens e vídeos de alta qualidade para serem utilizadas na apresentação final.

¹⁰ O projeto do atuador do cubesat foge ao escopo desse trabalho, portanto o atuador foi projetado apenas de forma qualitativa. O desenvolvimento de um atuador para ser utilizado nessa câmara é uma boa opção de trabalho futuro.

O modelo criado segue a convenção de cores listada na tabela a seguir.

Tabela 7.1, tabela de convenção de cores.

Cor		Aplicação
Cinza escuro	#5f5f5f	porta e câmara de vácuo.
Cinza claro	#cccccc	placas térmicas
Amarelo	#ffff00	flanges
Bege	#ffd3a8	tubulação de vácuo
Marrom claro	#b87333	garras, colares, presilhas de vácuo e cabos elétricos compatíveis com vácuo..
Rosa	#ff00ff	componentes estruturais compatíveis com vácuo.
Verde	#00ff00	componentes estruturais externos.
	#008000	
Salmão	#ff8080	componentes móveis atuadores, dobradiças
Marrom	#964b00	componentes estruturais de madeira.
Azul cinza	#83aad6	porcas e parafusos
Azul	##007bff	tubulação de nitrogênio.
	#94c9bf	
Roxo	#8000ff	conexões hidráulicas.

7.1 PLACAS TÉRMICAS

As placas térmicas foram divididas em dois conjuntos, as placas cilíndricas e a placa da porta. Essa divisão foi feita para facilitar a modelagem do sistema completo porque a placa da porta é fixa na porta da câmara de vácuo pela tubulação de nitrogênio, já as placas cilíndricas podem ser removidas com mais facilidade. O conjunto das placas cilíndricas possui 6 pontos de apoio cada um conectado a um bogie com um anel de vedação.

A placa do fundo possui três janelas como ilustrado na figura 7.2, uma de 140mm de diâmetro localizada no centro da placa e duas janelas menores de 72mm de diâmetro alinhadas com as janelas de observação da câmara de vácuo. A janela central permite a passagem do cone de luz do simulador solar enquanto as janelas menores permitem a observação do interior da câmara durante os testes térmicos. Essas janelas podem ser cobertas conforme a necessidade do experimento.

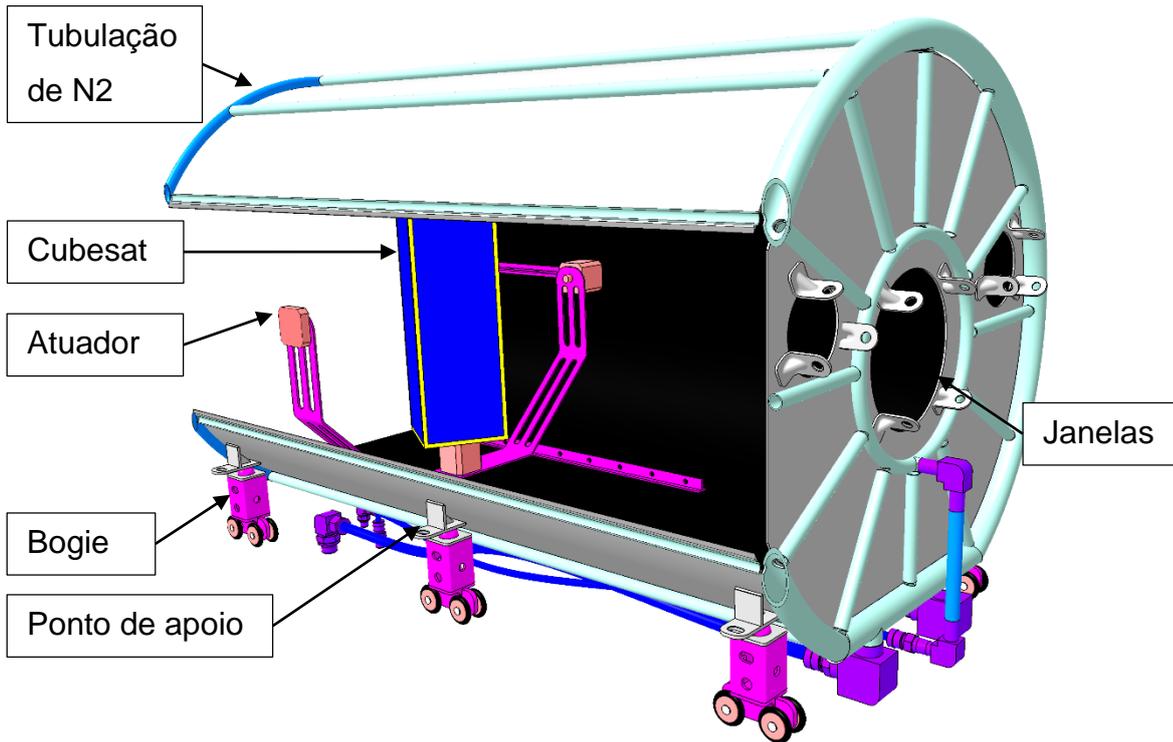


Figura 7.2, representação do modelo das placas térmicas com um plano de corte para clareza.

Cada um dos bogies de apoio possui quatro rolamentos para permitir a movimentação das placas cilíndrica durante a instalação ou remoção das placas dentro da câmara de vácuo assim como permitir a dilatação térmica das placas durante a operação. Cada bogie possui quatro rolamentos para aumentar a estabilidade do apoio, se fossem utilizados dois rolamentos a estrutura não seria estável porque as placas são simplesmente apoiadas no topo de cada bogie com um anel de vedação utilizado para reduzir a transferência de calor por condução entre o bogie e a placa térmica. Os bogies possuem três furos passantes, dois na lateral e um na frente. Os furos laterais servem para fixar o bogie nos trilhos assim como fixar uma barra de reforço na lateral para aumentar a rigidez da estrutura fora da câmara de vácuo. Os desenhos técnicos do bogie estão disponíveis nos anexos.

Os pontos de apoio possuem uma pequena aba para serem parafusados à barra de reforço mencionada no parágrafo anterior. Essa barra de reforço também serve para alinhar os bogies aos pontos de apoio.

A placa também possui um conjunto de cinco trilhos internos para fixar objetos dentro da câmara térmica. Esses trilhos têm seção T 15x15mm com furos de 6mm de diâmetro a cada 50mm e vêm em dois comprimentos diferentes, 200mm e 500mm.

Os trilhos curtos são posicionados nas laterais da placa cilíndrica enquanto dois dos trilhos longos são posicionados na placa plana, o terceiro trilho longo é posicionado no topo da placa cilíndrica. Algumas propostas de uso para os trilhos para um teste envolvendo um cubesat são:

- O trilho do topo é ideal para pendurar um cubesat utilizando fios finos para reduzir o fluxo de calor;
- Os trilhos da base são ideais para fixar o cubesat na base caso seja utilizado um apoio de baixa condutividade térmica
- Os trilhos da base também são úteis para instalar um atuador para girar o cubesat em um eixo perpendicular à direção do fluxo de luz do simulador solar.
- Os trilhos laterais podem ser utilizados para fixar um atuador de dois graus de liberdade para simular a iluminação do cubesat em situações mais complexas.

A presença e diversidade dos apoios internos contribui significativamente para a versatilidade do sistema. O desenvolvimento desses atuadores fica fora do escopo desse trabalho, mas é uma boa sugestão para trabalhos futuros. De qualquer forma, a câmara foi modelada com um atuador de dois graus de liberdade para fins ilustrativos e verificação da iluminação de um cubesat 3U.

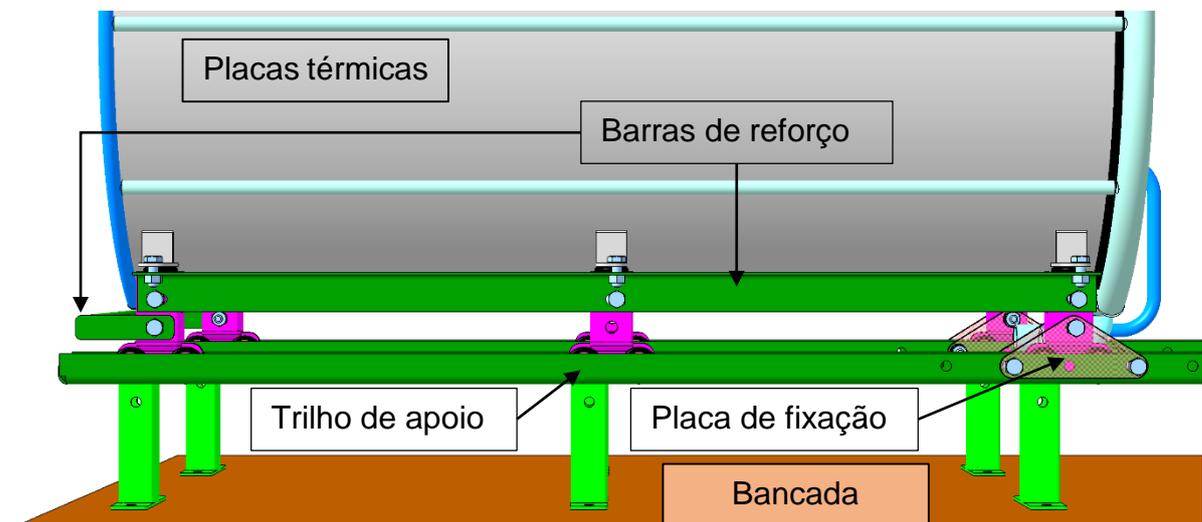


Figura 7.3, placas térmicas na configuração externa.

As placas térmicas são reforçadas com três barras quando estão fora da câmara de vácuo. Essas barras servem para estabilizar as placas, fixar os bogies e

alinhar os bogies quando a câmara estiver fora da câmara de vácuo. As barras laterais possuem

7.1.1 Placa da porta

A placa da porta é substancialmente mais simples como pode ser visto na figura 7.4. Ao todo são treze tubos de meia polegada soldados à placa, dos quais nove são tubos verticais espaçados em 40mm entre si, dois tubos horizontais são para a coleta de GN2 e distribuição de LN2 e dois tubos para as conexões externas de N2. Os tubos de conexão eterna também apoiam a placa. A conexão é feita por dois conectores swagelok compatíveis com vácuo, um em cada tubo. Dessa forma é possível remover a placa caso necessário.

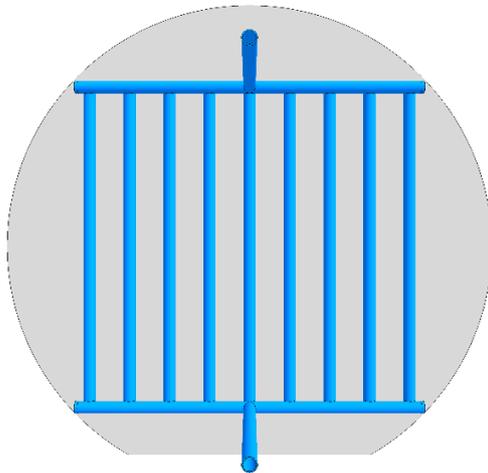


Figura 7.4, placa térmica da porta com a tubulação de nitrogênio.

7.2 CÂMARA DE VÁCUO

A câmara consiste em um cilindro de 750mm de diâmetro interno e 1100mm de comprimento total, incluindo o tampo, as paredes da câmara de vácuo têm 5mm de espessura feitas. O tampo tem formato cônico com ângulo de 120° e uma placa plana de 200mm, essa placa possui uma janela para a passagem do cone de luz do simulador solar. A transição é feita com um raio interno de 80mm. A câmara possui quatro pontos de apoio, ilustrados em verde na figura 7.5 abaixo, para ser fixada sobre uma bancada. A figura abaixo ilustra a configuração da câmara de vácuo com a função e diâmetro nominal as janelas de acesso da câmara.

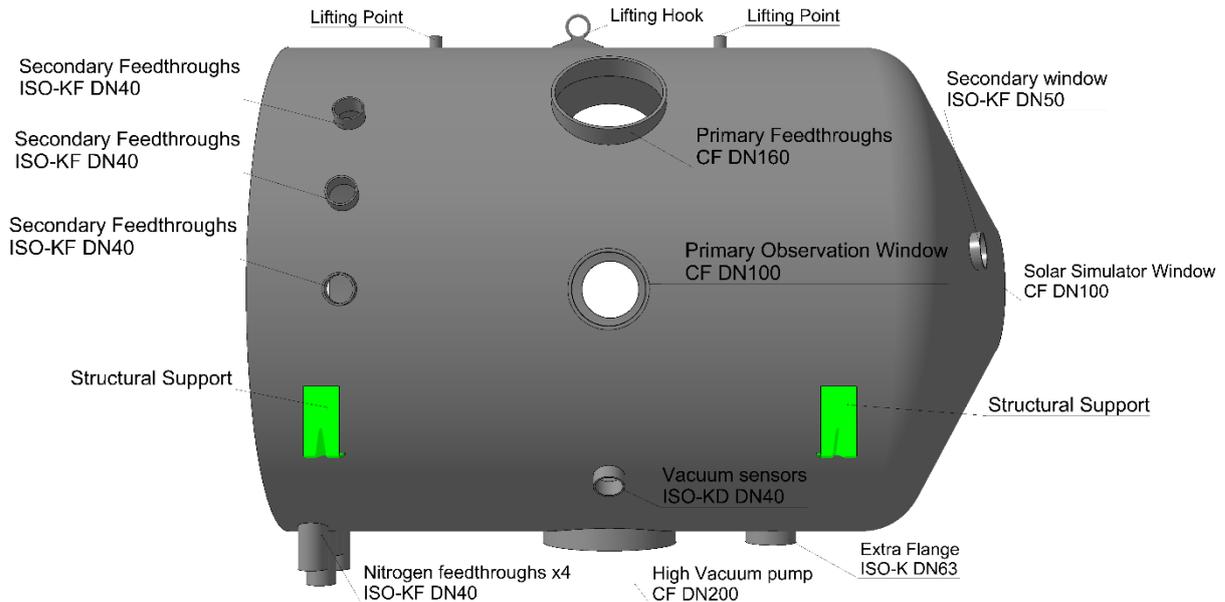


Figura 7.5, vista lateral da câmara de vácuo com anotações nos elementos principais.

7.2.1 Flanges e janelas de acesso.

Ao todo a câmara possui 21 janelas de acesso, sendo: doze do tipo ISO-KF com diâmetro nominal – DN – 40, duas do tipo ISO-KF DN50, uma do tipo ISO-K DN63, três do tipo CF DN100, duas do tipo CF DN160 e uma do tipo CF DN200. Cinco das janelas de acesso permitem acesso óptico, também chamadas de espias, essa é uma quantidade incomum para uma câmara dessas dimensões. As espias primárias nas laterais são do tipo DN100 e permitem a observação do interior da câmara nas operações sem as placas térmicas, como nos testes de propulsores elétricos. Existe outra espia DN100 no centro do tampo, essa espia é utilizada para a passagem do cone de luz do simulador solar. As espias secundárias são substancialmente menores, do tipo DN50, essas espias menores permitem a observação do corpo de teste durante as operações com as placas térmicas sem afetar muito o fluxo de calor por radiação. Outra aplicação das espias secundárias é a medição da temperatura do corpo de teste por meio de imageamento térmico.

As janelas de acesso DN40 têm aplicações diversas, três são utilizadas para passagem de nitrogênio para as placas térmicas, uma é utilizada para a conexão de sensores de vácuo, outra é utilizada para a conexão de uma válvula para a repressurização da câmara. As sete janelas DN40 restantes têm funções diversas como passagem de cabos para termopares, potência elétrica, fluidos entre outras.

Sendo assim, a possibilidade de trocar os flanges conforme a demanda de cada teste é desejável e o tipo ISO-KF permite essa mudança de forma simples.

As duas janelas DN160 têm flanges lisos para facilitar modificações futuras. É mais prático modificar flanges já existentes do que adicionar flanges novos. Seguindo a mesma lógica, a câmara tem uma janela do tipo ISO-KF DN63 para facilitar a futura implementação de componentes. A janela de acesso DN200 é utilizada para conectar uma bomba de alto vácuo na câmara, bombas de alto vácuo costumam exigir um flange de grande diâmetro para atingir os níveis de vácuo necessários (O'HANLON, 2003).

A posição das janelas DN40 é crítica para o projeto da câmara de vácuo, essas janelas devem ficar bem próximas da porta para permitir as conexões necessárias¹¹ com as placas térmicas já instaladas. O espaço entre as placas térmicas e a parede da câmara de vácuo não é grande, apenas 10cm, se as janelas de acesso ficassem longe da porta seria muito difícil fazer as conexões necessárias, portanto as janelas de acesso devem ser bastante próximas da porta.

7.2.2 Apoios e componentes internos

Dentro da câmara de vácuo existem dois trilhos para apoiar as placas térmicas esses trilhos. Os trilhos têm um perfil em C, a superfície inferior apoia os rolamentos das placas térmicas enquanto as superfícies laterais restringem o movimento lateral e evitam uma queda das placas térmicas. De mesmo modo, existe uma aba no final do trilho para evitar que as placas caiam se inseridas fundo demais na câmara de vácuo. Os trilhos possuem furos para parafusar as placas de fixação utilizando três parafusos M8x80. As colunas de apoio dos trilhos são perfuradas por dois motivos, primeiramente para evitar a formação de um volume fechado dentro do volume de vácuo, algo que pode gerar um vazamento virtual (O'HANLON, 2003) e também para alinhar os trilhos da câmara de vácuo com os trilhos da bancada.

As quatro placas de fixação são utilizadas para fixar as placas térmicas aos trilhos, tanto os da câmara de vácuo quanto os da bancada. A elevação do trilho

¹¹ O tipo de conexão necessária varia conforme o a necessidade do teste. Os cabos podem fornecer potência elétrica, assim como transferência e coleta de dados. O fornecimento de nitrogênio requer a instalação de mangueiras dentro da câmara. Alguns testes podem demandar conexões especiais como fornecimento de gás para um propulsor de efeito hall por exemplo.

permite um espaço suficiente para posicionar os parafusos das placas de fixação, assim como conectar as mangueiras de nitrogênio dentro da câmara de vácuo. A figura 7.6 ilustra o posicionamento das placas térmicas, dos trilhos e das placas de fixação dentro da câmara de vácuo montada, assim como os flanges em maior detalhe.

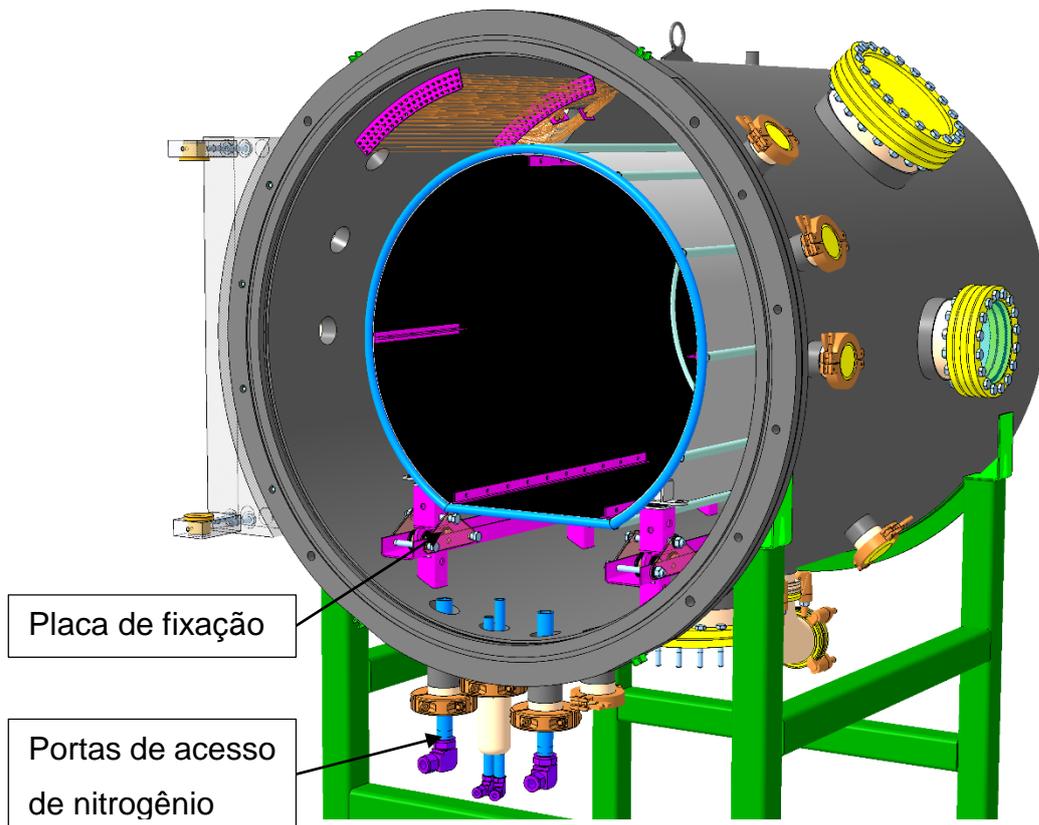


Figura 7.6, ilustração das placas térmicas instaladas na câmara de vácuo.

A câmara térmica é fixada nos trilhos da câmara de vácuo com 4 placas de fixação e 6 parafusos M8x80. Cada placa de fixação possui três furos em uma disposição triangular, com dois furos na base e um no topo. Os furos da base se alinham com os furos no trilho e o furo do topo se alinha com um furo no bogie da câmara térmica como ilustrado na figura 7.3 e na figura 7.6.

Apenas os bogies próximos da porta recebem essa placa de fixação por dois motivos; primeiro para permitir a contração e dilatação térmica das placas térmicas e segundo, porque o acesso aos outros bogies é muito difícil com a câmara térmica dentro da câmara de vácuo.

7.2.3 Cabeamento interno

A medição da temperatura das placas térmicas cilíndricas também é feita por termopares, portanto é necessária uma janela de acesso para a passagem do cabeamento. Seriam necessários pelo menos três pares apenas para a medição da temperatura na entrada e na saída de N₂ porque existem dois pontos de entrada e um de saída. Além dos termopares para a medição da temperatura das placas em si. Portanto é necessária uma grande quantidade de condutores para termopares, exatamente por isso que foram adicionadas duas janelas de acesso de grandes dimensões, do tipo CF com diâmetro nominal de 160mm.

A passagem dos cabos ocorre por um flange modificado para receber 60 pinos de 1mm de diâmetro para as conexões elétricas. Essa grande quantidade de cabos aumenta a flexibilidade do sistema porque os pinos podem ser utilizados para coleta de outros dados ou até mesmo no fornecimento de corrente elétrica. O material de isolamento dos cabos deve ser compatível com o vácuo, uma boa opção é o kapton, pois esse material resiste às temperaturas que o sistema deve encontrar na sua operação. A figura abaixo ilustra o posicionamento e roteamento dos cabos.

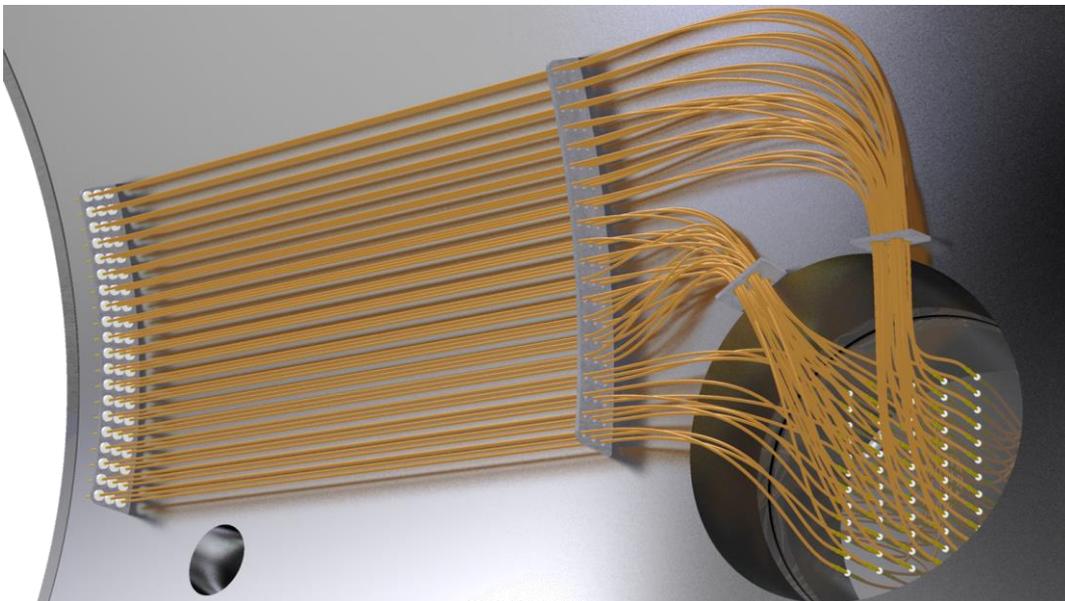


Figura 7.7, roteamento dos cabos dentro da câmara de vácuo.

O roteamento dos cabos é crítico para o funcionamento da câmara. Os cabos não podem impedir a instalação das placas térmicas e devem permitir acesso pela porta com as placas térmicas já instaladas. A solução proposta é a instalação de conectores com pinos de 1mm, semelhante aos da janela de acesso, perto da porta.

Dessa forma pode-se utilizar contatos fêmea para completar as conexões elétricas com as placas já instaladas. São utilizados mais três suportes para os cabos, um para alinhar com os contatos da porta e outros dois para evitar o contato dos cabos com a borda da janela de acesso. Os cabos têm comprimento entre 400 e 550mm com intervalos a cada 50mm ao invés de cada cabo ter um comprimento único.

7.2.4 Tubulação de Nitrogênio

A câmara térmica possui dois pontos de entrada de nitrogênio e dois pontos de saída, uma entrada de nitrogênio perto da porta para controlar a temperatura na placa plana e na placa cilíndrica, uma entrada na placa do fundo. As duas saídas estão posicionadas na tubulação de coleta de nitrogênio. A conexão de nitrogênio entre a câmara térmica e as portas de acesso da câmara de vácuo é realizada por meio de mangueiras flexíveis, as mangueiras das entradas têm diâmetro de $\frac{1}{4}$ de polegada enquanto as mangueiras de saída têm diâmetro de $\frac{1}{2}$ polegada. Uma ponta da mangueira possui uma união swagelok fixa soldada na tubulação da câmara térmica. Na outra existe uma conexão removível para permitir a instalação e remoção da câmara. Os tubos das portas de acesso de N₂ possuem uma ponta rosqueada para permitir a conexão com os terminais das mangueiras.

Alterando os cálculos da velocidade de escoamento realizados no item 3.4, tabela 3.14, mostrou que a velocidade de escoamento na tubulação de saída seria de 3,45 m/s se fosse utilizada apenas uma mangueira de $\frac{1}{2}$ polegada ao invés de duas mangueiras. Portanto uma das mangueiras de coleta de N₂ não é necessária.

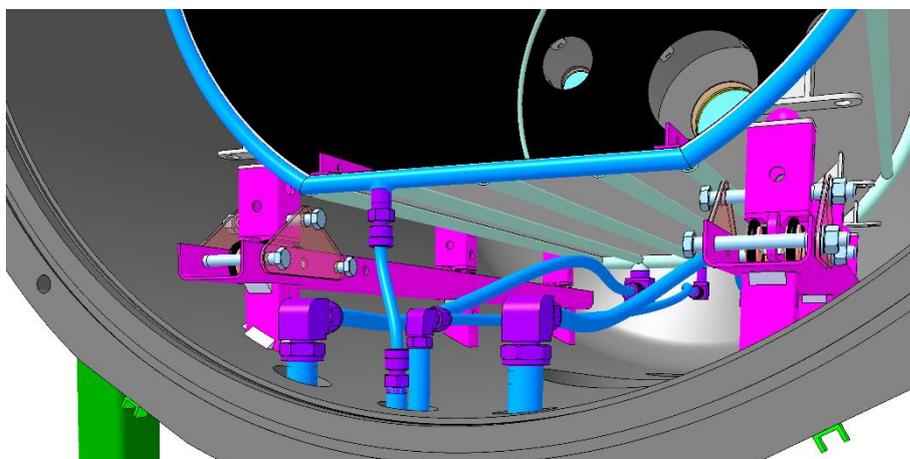


Figura 7.8, ilustração da conexão de nitrogênio da câmara de vácuo.

A passagem de nitrogênio através da câmara de vácuo é feita por meio de flanges KF especiais de diâmetro nominal de 40mm para a passagem de fluidos. Esses flanges estão expostos a uma grande diferença de temperatura, portanto utilizam anéis de vedação metálico ao invés de anéis de fluoropolímero utilizados nos outros flanges do mesmo diâmetro.

7.2.5 Porta

A porta da câmara de vácuo foi adaptada com base no modelo da porta utilizada pela câmara já existente no laboratório de sistemas espaciais da Universidade de Brasília. A câmara utiliza uma porta de 30 polegadas fabricada pela empresa *Kurt J Lesker*. A porta possui quatro janelas de acesso, todas do tipo ISO-KF DN40 como ilustradas na figura 7.9. Duas das janelas são usadas para a passagem de nitrogênio e as outras duas são utilizadas para a passagem dos cabos dos termopares da porta. As janelas de acesso dos termopares permitem o uso de até cinco termopares, com redundância simples, simultaneamente na porta. A implementação de uma janela de acesso específica para os termopares simplifica o cabeamento dos termopares da porta, dessa forma os cabos não são afetados pela abertura e fechamento da porta.

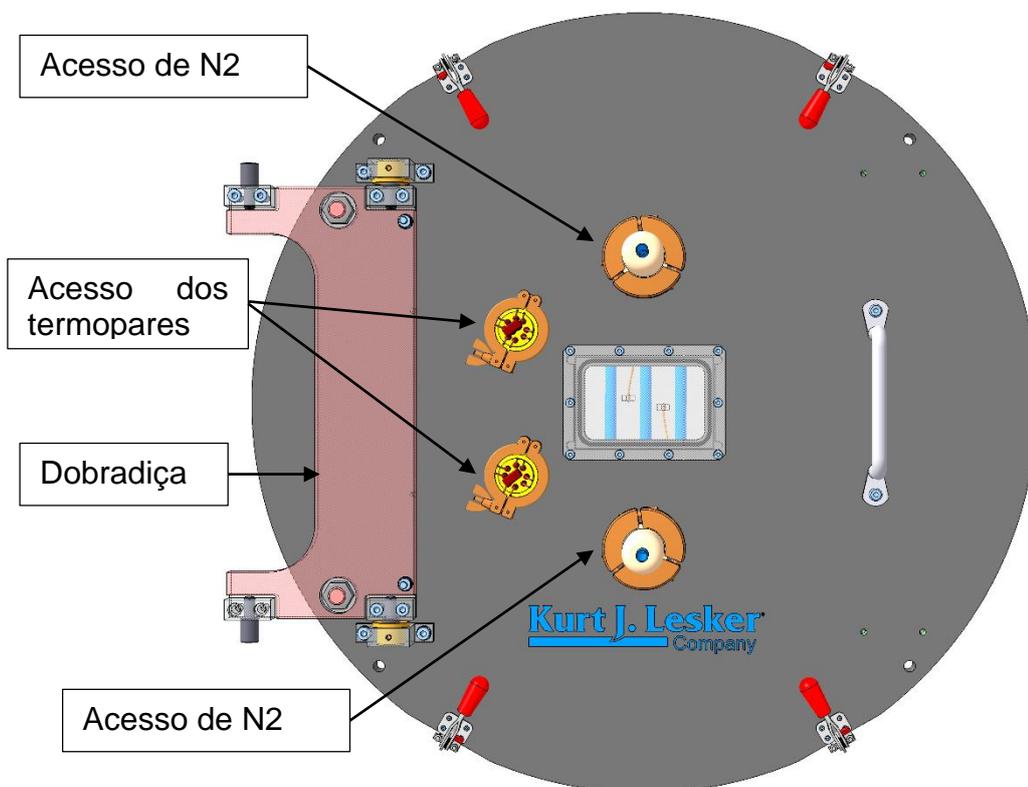


Figura 7.9, vista frontal da porta da câmara mostrando as modificações necessárias.

Os tubos de entrada e saída de nitrogênio estão expostos a um grande gradiente térmico, portanto é necessário o uso de um flange com caminho térmico longo para diminuir a transferência de calor entre o nitrogênio e a porta. Pelo mesmo motivo, esse flange necessita de um anel de vedação metálico ao invés de um anel de vedação feito em fluoropolímero. A placa térmica é fixada na porta apenas pelos tubos de nitrogênio, dessa forma a distribuição de temperatura não é afetada pelo contato com a porta.

A placa da porta é uma zona de temperatura separada, portanto é necessário um conjunto de termopares para medir a temperatura. Foram propostos cinco pontos de medição de temperatura, cada um com dois termopares por motivos de redundância conforme ilustrado na figura abaixo. São três posições na placa, sendo uma no centro, uma no topo e uma na lateral. A temperatura média da placa é obtida pela média da temperatura desses três pontos. Os outros dois pares estão na entrada e na saída de N₂ e são utilizados pelo sistema de controle de alimentação de N₂.

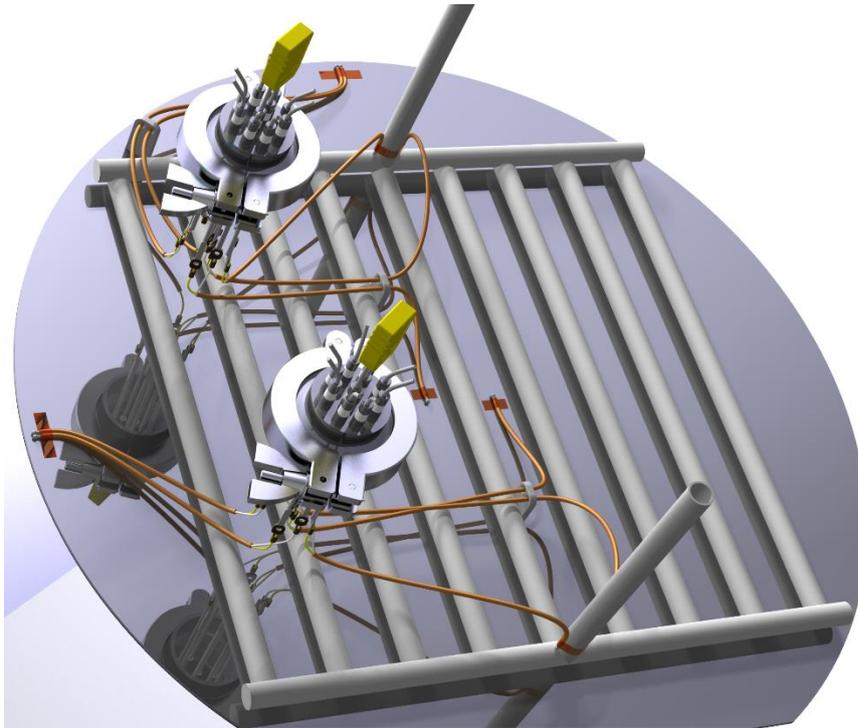


Figura 7.10, concepção artística dos termopares na placa da porta.

7.2.6 Bancada

O último componente é a bancada de suporte das placas térmicas. Essa bancada possui um par de trilhos com o mesmo perfil que os presentes no interior da

câmara de vácuo. A principal função dessa bancada é facilitar a instalação e remoção das placas térmicas de dentro da câmara de vácuo.

Os trilhos da bancada são mais longos que os da câmara, 1300 mm contra 900mm, para criar um espaço entre a porta da câmara e o fundo da placa térmica. Esse espaço é fundamental para a instalação dos dois pinos de fixação dos trilhos e das placas de fixação das placas térmicas. Os trilhos da bancada também têm furos para a fixação das placas térmicas, assim como os da câmara de vácuo.

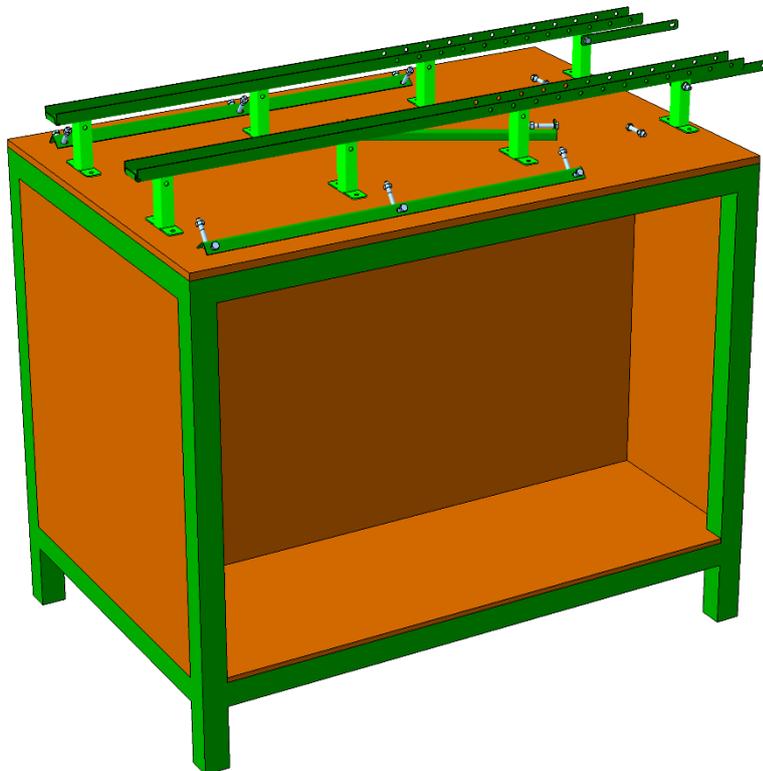


Figura 7.11, ilustração da bancada durante a montagem da câmara.

Essa bancada deve ser móvel para permitir o fechamento da porta da câmara de vácuo após a fixação das placas térmicas nos trilhos da câmara de vácuo. A bancada também fornece uma superfície de trabalho conveniente para a montagem e desmontagem das placas térmicas.

7.3 PROCEDIMENTOS DE MONTAGEM

O processo de instalação das placas térmicas foi separado em oito etapas. Com isso o processo foi modelado, analisado e animado utilizando os ambientes *DMU*

Kinematics e *DMU Fittings* enquanto o ambiente *Photo Studio* foi utilizado para compilar a sequência de montagem em uma animação.

As etapas de instalação das placas seguem a seguinte ordem:

- 1) Alinhar dos trilhos da bancada com os da câmara de vácuo, a bancada possui duas abas com furos para utilizar parafusos para o alinhamento com os suportes do trilho da câmara de vácuo;
- 2) Remover das placas de fixação e barras de reforço laterais da câmara térmica;
- 3) Mover as placas para dentro da câmara de vácuo, a barra de reforço frontal continua instalada para facilitar o posicionamento das placas na câmara de vácuo;
- 4) Remover a barra de reforço frontal e os pinos de alinhamento da bancada;
- 5) Parafusar as placas de fixação nos bogies e nos trilhos da câmara de vácuo;
- 6) Remover a bancada;
- 7) Conectar os cabos e mangueiras necessários dentro e fora da câmara de vácuo;
- 8) Fechamento e travamento da porta da câmara;

Os trilhos da bancada e da câmara de vácuo têm a mesma altura para que não seja necessário erguer as placas térmicas, sendo necessário apenas empurrar as placas para dentro da câmara de vácuo usando a barra de reforço. Dessa forma o processo de montagem é bem mais simples e reduz o risco de queda das placas térmicas.

7.3.1 Ergonomia da montagem

Durante o processo de montagem da câmara alguns componentes precisam ser acessados, portanto é importante analisar a ergonomia do modelo. Os componentes que apresentam os acessos mais complexos são os pinos de fixação dos trilhos, os parafusos das placas de fixação e os conectores elétricos.

A figura abaixo ilustra o acesso aos parafusos das placas de fixação a aos conectores elétricos mostrando que o acesso a esses componentes é fácil.

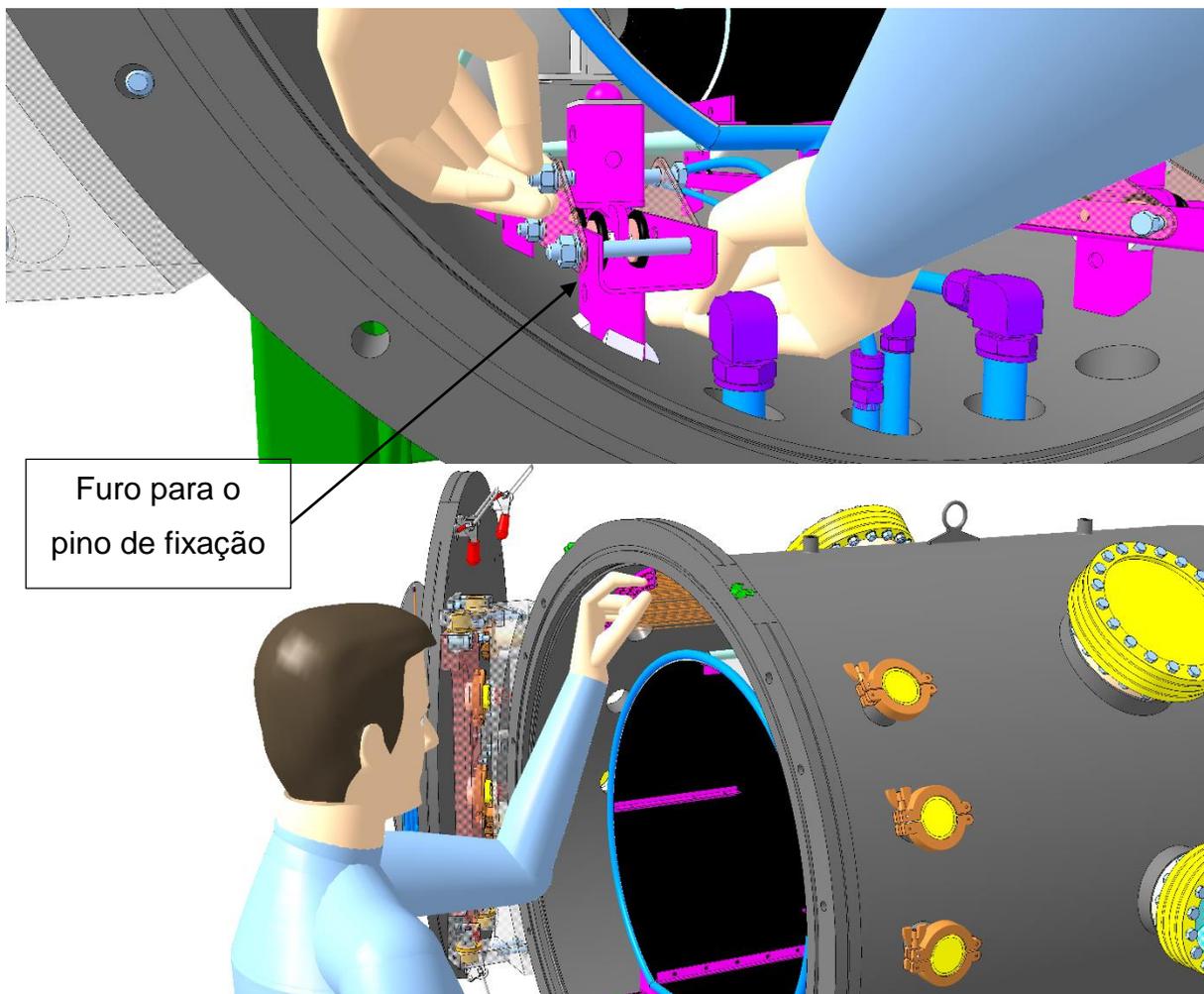


Figura 7.12, ergonomia da manipulação de componentes com espaço restrito.

A decisão de utilizar uma geometria cilíndrica “cortada” foi feita pensando no acesso aos componentes embaixo das placas térmicas, essa decisão criou um espaço grande o suficiente para manipular os componentes de forma relativamente confortável.

7.4 MELHORIAS PROPOSTAS

Ao longo do processo de modelagem do sistema, surgiram algumas propostas para melhorar o desempenho do sistema, principalmente para aumentar a segurança ou ampliar o envelope operacional da câmara de simulação espacial.

A câmara em questão foi projetada para iluminar um cubesat do formato 3x1U, porém se esse cubesat tiver painéis solares dobráveis as pontas dos painéis não seriam iluminadas se o satélite for posicionado no centro da câmara. A iluminação dos painéis não seria um problema se o cubesat fosse instalado bem próximo da porta, mas isso impediria o movimento de rotação do cubesat. Isso poderia ser um problema caso a Universidade de Brasília fosse desenvolver.

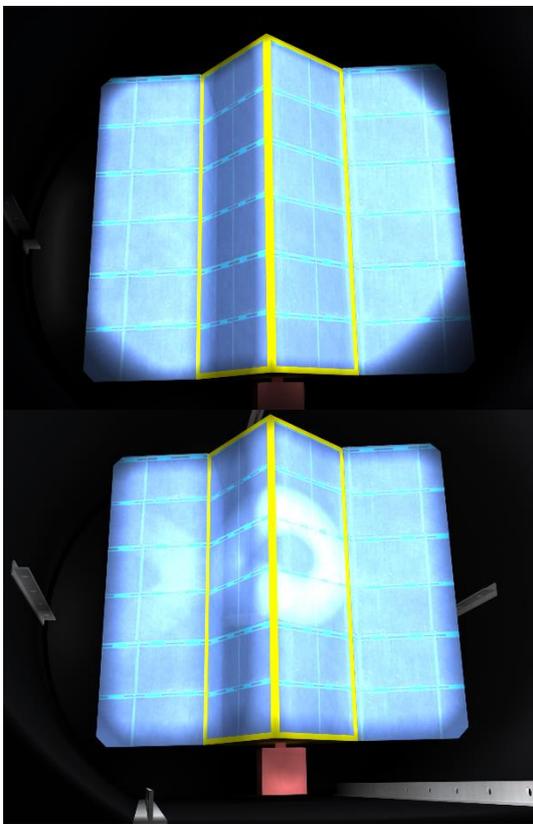


Figura 7.13, iluminação de um cubesat fora das dimensões previstas com e sem a lente.

Essa limitação pode ser eliminada com a adição de uma lente côncava na placa térmica. A função dessa lente é gerar um cone de luz mais aberto que seja capaz de iluminar um cubesat maior que 3x1U. A lente criada tem uma distância focal de aproximadamente 250mm, esse valor foi selecionado arbitrariamente apenas para ilustrar o conceito. Um efeito colateral da lente é a menor intensidade luminosa incidindo sobre o cubesat porque a luz está mais dispersa, além disso podem existir perdas no material da lente. Esse efeito colateral pode ser compensado com o uso de uma potência maior da lâmpada solar.

A figura 7.13 ilustra o mesmo cubesat com painéis dobráveis de 10cm sendo iluminado com e sem a lente – de cima para baixo. Note que no cenário com a lente é possível ver os trilhos da câmara térmica, isso porque o cone de luz foi aberto o suficiente para iluminar esses componentes enquanto no cenário sem a lente o cone de luz é estreito demais para que essa iluminação ocorra.

Outra possível melhoria envolve o aumento da rigidez dos bogies. O contato entre os bogies e os suportes da câmara térmica é apenas um ponto simplesmente apoiado. Essa configuração, teoricamente, permite a rotação ao redor do eixo da hemisfera do bogie podendo causar um desalinhamento durante a movimentação da câmara térmica. Caso esse problema ocorra, pode-se passar uma barra de aço – um vergalhão por exemplo – pelos furos de ventilação das colunas dos bogies. Dessa forma a rotação é restrita.

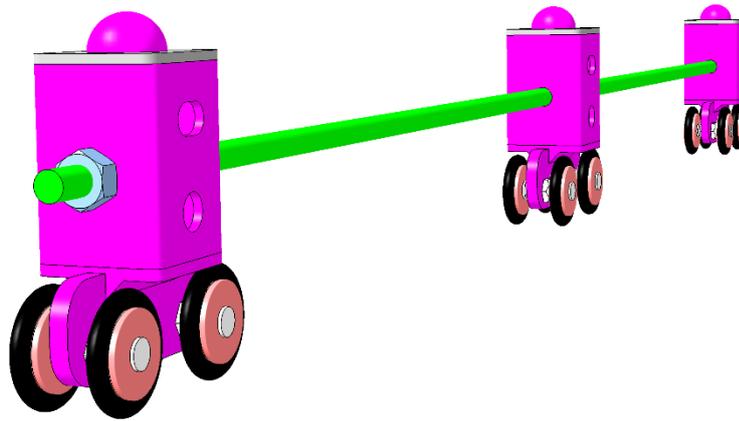


Figura 7.14, ilustração da barra de reforço dos bogies proposta.

Esse problema não ocorreria se fosse utilizado um o-ring no suporte, como inicialmente proposto porque a área de contato seria substancialmente maior. Porém, a temperatura é excessivamente baixa para utilizar um o-ring com segurança.

Outra possível melhoria é a implementação de um escudo térmico. Esse escudo consiste de camadas de um filme refletivo de kapton metalizado com alumínio. Se esse filme tiver a mesma emissividade que uma folha de alumínio, $\epsilon = 0,04$, uma única camada reduzirá a transferência de calor em 85%. Caso seja difícil obter uma baixa emissividade nas placas térmicas, o escudo de calor pode ser uma boa opção para reduzir o fluxo de calor.

Sem o escudo térmico, e placas térmicas com emissividade 0,1, o fluxo de calor é de apenas 6W. Já com placas com emissividade 0,5 esse fluxo é de 30W. A redução do fluxo de calor tem impacto na demanda de nitrogênio, tanto na operação a frio quanto a quente.

8 CONCLUSÃO E COMENTÁRIOS FINAIS

O desenvolvimento e construção de um sistema de simulação espacial na Universidade de Brasília seria um ativo de grande impacto na expansão das atividades desta instituição. Um sistema desse tipo prevê aplicações no desenvolvimento e integração de sistemas e subsistemas espaciais, sistemas propulsivos, pesquisa e desenvolvimento de materiais espaciais, controle e análise térmico além de atividades de pesquisa relacionadas à componentes fotovoltaicos para aplicações espaciais. A grande flexibilidade do sistema proposto pode permitir outras aplicações que não foram consideradas inicialmente no projeto.

A implementação de uma câmara de simulação espacial na Universidade de Brasília seria de grande importância pois permitiria uma maior independência e maior velocidade no desenvolvimento de tecnologias de microsatélites. Existem câmaras de simulação espacial no Brasil, porém são ineficientes para testar microsatélites por terem sido dimensionadas para testes de componentes de maiores dimensões. Além disso, as câmaras existentes se localizam a uma grande distância da Universidade de Brasília o que dificulta a aplicação de um ciclo de testes mais rápido.

O objetivo final desse trabalho foi o desenvolvimento de uma câmara de simulação espacial multipropósito de pequenas dimensões. As temperaturas calculadas pelo modelo computacional se mostraram adequadas e é possível obter uma distribuição mais uniforme se forem utilizados mais tubos de nitrogênio.

As velocidades do escoamento nos tubos não são muito altas, isso é um indicativo de que o sistema talvez possa operar com temperaturas mais baixas. Lembrando que o fluxo de nitrogênio necessário é proporcional à temperatura de operação, quanto mais fria a câmara térmica, mais nitrogênio líquido é necessário.

A análise estrutural também apresentou resultados muito bons, a geometria da câmara de vácuo não apresentou esforços muito elevados nem pontos de concentração de tensão preocupantes. A presença dos trilhos dentro da câmara de vácuo contribuiu substancialmente para a rigidez da estrutura, mesmo que esses componentes não tenham sido projetados com essa intenção. A análise estrutural também demonstrou que não há a necessidade de instalar reforços adicionais na estrutura da câmara de vácuo.

Projeto Estrutural De Uma Câmara De Simulação Espacial

Com isso podemos concluir que a construção de um sistema com essa arquitetura é concebível do ponto de vista da engenharia e seria muito benéfica às pesquisas desenvolvidas na Universidade de Brasília.

Ao longo do desenvolvimento desse trabalho, surgiram várias sugestões de trabalhos futuros para dar continuidade a esse projeto visando a eventual construção do sistema, sendo elas:

A caracterização do comportamento da câmara térmica em regime transiente é uma etapa fundamental no projeto do sistema de controle térmico e no detalhamento dos modos de operação. Isso permitirá o cálculo das curvas de ciclo térmico da câmara.

O projeto do sistema de controle térmico; definir como o nitrogênio seria fornecido e condicionado com os fluxos de massa e temperatura necessários. O fornecimento de LN2 pode ser feito de três formas, a partir de um grande tanque de armazenamento, a partir de uma grande condensadora de nitrogênio ou de forma híbrida em que uma condensadora relativamente pequena enche um dewar com LN2 e esse dewar fornece LN2 para a câmara. O uso de uma condensadora e um dewar permite o uso contínuo de uma condensadora antes e durante o teste de ciclagem térmica e o LN2 produzido antes do resfriamento da câmara ou durante a operação a quente é armazenado no dewar para ser consumido na operação a frio da câmara. Dessa forma uma condensadora menor consegue suprir a demanda LN2 do sistema e o tempo de duração do teste não é limitado pelo volume de LN2 armazenado.

A aplicação de termografia – medição da temperatura por meio de câmeras térmicas – pode melhorar substancialmente a qualidade dos testes térmicos realizados. As espias secundárias foram adicionadas com essa aplicação em mente, porém o campo de visão dessas espias é muito estreito. Uma forma de contornar esse problema é colocar uma câmera térmica dentro da câmara de vácuo. Obviamente essa possibilidade levanta um desafio, pois a aquisição de uma câmera térmica compatível com o ambiente de vácuo pode ser bastante onerosa. O *Large Space Simulator* da Agência Espacial Europeia utiliza um vaso de pressão com uma janela transparente no espectro infravermelho posicionado dentro da câmara de vácuo para proteger as câmeras térmicas, dessa forma as câmeras não ficam expostas ao vácuo.

9 BIBLIOGRAFIA

ALMEIDA, J. S. *.; PANISSI, D. L.; SANTOS, M. B. **THERMAL-VACUUM TESTS OF THE AMAZONIA-1 SATELLITE TM PERFORMED AT INPE WITH SUCCESS**. 67th International Astronautical Congress. Guadalajara, Mexico: [s.n.]. 2016.

ANSYS INC. **ANSYS Theory Reference**. [S.I.]: Ansys Inc, 2018.

ANSYS, INC. **ANSYS Mechanical APDL Element Reference**. Canonsburg, PA: [s.n.], 2011.

ASH, G. S. **Manufacturing of Cryoshroud Surfaces for Space Simulation Chambers**. Dynavac. Hingham, MA, p. 21. 2015.

BARWELL. Temperature range of Viton™. Disponível em: <<https://www.barnwell.co.uk/temperature-range-of-viton>>. Acesso em: 17 abr. 2021.

BOUSHON, K. E. **Thermal analysis and control of small satellites in low Earth orbit**. MISSOURI UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY. Rolla, Missouri. 2018.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 7th. ed. [S.I.]: McGraw Hill, 2011. ISBN 9780073529325.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Fluid Mechanics: fundamentals and applications**. 3rd. ed. [S.I.]: McGraw-Hill, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **HEAT AND MASS TRANSFER: FUNDAMENTALS & APPLICATIONS**. 5th. ed. New York: McGraw-Hill Education, 2015. ISBN 978-0-07-339818-1.

CHISABAS, R. S. S. et al. **Method for CubeSat Thermal-Vacuum Cycling Test Specification**. 47th International Conference on Environmental Systems. Charleston, SC: [s.n.]. 2017.

CHISABAS, R. S. S.; BÜRGER, E. E.; LOUREIRO, G. **Space Simulation Chambers State-Of-The-Ar**. 67th International Astronautical Congress. Guadalajara, Mexico: International Astronautical Federation. 2016.

E2, M. Mathematica Stack Exchange. **Forum**, 2018. Disponível em: <<https://mathematica.stackexchange.com/a/162869>>. Acesso em: 25 abr. 2020.

FINCKENOR, M. M.; GROH, K. K. D. **A Researcher's Guide to the International Space Station**. Houston, TX: Johnson Space Center, NASA, 2018.

HOWELL, J. R. A CATALOG OF RADIATION HEAT TRANSFER. **University of Texas at Austin**, 2010. Disponível em: <<https://web.engr.uky.edu/rtl/Catalog/tablecon.html>>. Acesso em: 26 abr. 2020.

INFRARED SERVICES, INC. Emissivity Values for Common Material, 2000. Disponível em: <<http://www.infrared-thermography.com/material.htm>>. Acesso em: 25 maio 2020.

INPE. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais. **Sala de Imprensa**, 2009. Disponível em: <http://www.inpe.br/noticias/noticia.php?Cod_Noticia=1979>. Acesso em: 18 dez. 2019.

MEGSON, T. H. G. **Aircraft Structures for engineering students**. 5th. ed. [S.l.]: Elsevier, 2013.

MO, Y.; SEGAWA, S. **An Approach to Measure Thermal Resistance and Thermal Contact Resistance**. International Workshop on Heat Transfer Advances for Energy Conservation and Pollution Control. Xi'an, China: [s.n.]. 2011.

MYERS, J. et al. **Hall Thruster Thermal Modeling and Test Data Correlation**. 52nd AIAA/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference. Salt Lake City, Utah: [s.n.]. 2016.

MYKIN INC. Viton® 75 Specifications. Disponível em: <<https://mykin.com/pub/media/catalog/product/pdf/RV00175.pdf>>. Acesso em: 15 abr. 2021.

NASA. NASA. **Solar Dynamics Observatory**, 2008. Disponível em: <https://www.nasa.gov/mission_pages/sdo/science/Solar%20Irradiance.html>. Acesso em: 05 maio 2020.

NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY. Material Properties: 304 Stainless (UNS S30400). **Cryogenic Material Properties**. Disponível

em: <https://trc.nist.gov/cryogenics/materials/304Stainless/304Stainless_rev.htm>. Acesso em: 08 jun. 2020.

O'HANLON, J. F. **A User's Guide to Vacuum Technology**. 3rd. ed. Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc, 2003.

ÖMÜR, C. et al. **Thermal Vacuum Cycling Test Philosophy of an Indigenous Earth Observation Satellite**. 6th International Conference on Recent Advances in Space Technologies. Ankara, Turkey: [s.n.]. 2013.

POPOVITCH, A. et al. **Upgrade of ESA Large Space Simulator for Providing Mercury Environment**. 26th Aerospace Testing Seminar. Los angeles, California: [s.n.]. 2011.

SIEGE, R.; HOWELL, J. R. **Thermal Radiation Heat Transfer**. Cleveland, Ohio: NASA, v. 3, 1971.

STROBRIDGE, T. R. **The Thermodynamic Properties of Nitrogen from 64 To 300 K Between 0.1 and 200 Atmospheres**. WASHINGTON, D. C.: NATIONAL BUREAU OF STANDARDS, 1962.

TUMMALA, A. R.; DUTTA, A. An Overview of Cube-Satellite Propulsion Technologies and Trends. **MDPI Aerospace**, Basel, abr. 2017. 58.

WICHITA STATE UNIVERSITY. **Wichita State University - National Institute for Aviation Research**. Wichita, Kansas: WSU.

10 ANEXOS

10.1 ALGORITMO DE CÁLCULO – MATHEMATICA

Como mencionado anteriormente, foi implementado um algoritmo para resolver numericamente as integrais do fator de vista.

- 1) Extrair a região de integração a partir da geometria
- 2) Calcular os fatores de vista da fonte pontual
- 3) Calcular os fatores de vista do simulador solar
- 4) Calcular os fatores de vista entre as superfícies
- 5) Calcular os fluxos de calor e as temperaturas das superfícies
- 6) Calcular o fluxo de nitrogênio necessário para atingir a temperatura desejadas nas superfícies.

Primeiro definimos a geometria do problema. A posição do simulador solar e da fonte pontual são definidas nos pontos *sun* e *source*. Um cilindro é definido no mathematica com três parâmetros; ponto inicial, ponto final e raio (*cylStart*, *cylEnd* e ρ , respectivamente). Com isso podemos gerar o domínio S1. É útil implementar condições para restringir x_1 , y_1 , z_1 e x_2 , y_2 e z_2 aos reais, isso facilita a integração nas etapas seguintes.

```
(*Describe the regions*)
Clear[ρ,h,cylStart,cylEnd,cond,source,sun,DN,l,F]
ρ = 0.25; (*Cylinder radius*)
h = 0.8; (*Cylinder length*)
(*Cylinder end points*)
cylStart = {-h/2,0,0};
cylEnd = {h/2,0,0};
sun = {0.5h+.25, 0, 0.0ρ};
source = {-0.0,0,0}; (*Point source position*)
DN = 140/2000; (*DN for the light source port *)
```

```
(*Conditions for Simplify*)
cond = {x1,y1,z1} ∈ Reals && {x2,y2,z2} ∈ Reals ;
```

```
(*Define the regions*)
Clear[S1,S2,sol,sol1,sol2]
S1 =Cylinder[{cylStart,cylEnd},ρ];
Region[S1]
```

O passo seguinte é obter os vetores normais e as regiões de integração das superfícies. A função *regnormal* é uma função externa e está disponível ao público em fóruns especializados, essa função retorna o campo vetorial de vetores normais à superfície do volume assim como o domínio das superfícies. Após a extração, deve ser feita uma adaptação nas superfícies para remover a área da espia e adicionar uma nova superfície representando a espia. Essa adaptação é feita porque a espia não é uma superfície real, logo não há troca de calor com essa superfície. A superfície da espia é mantida apenas para verificação e validação dos resultados do cálculo dos fatores de vista pois com a espia temos uma área fechada então podemos aplicar a equação (3.1.3) para verificação dos resultados.

```
(*Get the subregions*)
Clear[sol,nn,nn1,nn2,reg1,reg2,regn]
sol1 = regnormal[S1,{x1,y1,z1}]
sol1 = sol1[[1]];
(*extract the normal vectors and regions*)
nn1 = -sol1[[All,1]];
reg1 = Table[
  ImplicitRegion[sol1[[k]][[2]],{x1,y1,z1}],
  {k,1,Length[sol1 ]}
];

(*Manually Adapt the region*)
window1 = ImplicitRegion[x1==0.5h  &&  (y1-sun[[2]])^2+(z1-sun[[3]])^2<=
DN^2,{x1,y1,z1}];
k = 4; (*index for the window*)
reg1[[2]] = RegionDifference[reg1[[2]],window1]; (*Remove the window sub-region*)
reg1 = Insert[reg1,window1,k]; (*add the new window ath the end*)

nn1 = Insert[nn1,nn1[[2]],k];
```

O passo seguinte é calcular os fatores de vista de uma fonte pontual, *Fsource*. Primeiro define-se a distância entre dois pontos $\{\Delta x, \Delta y, \Delta z\}$, para simplificação, convencionou-se que o sistema $\{x_1, y_1, z_1\}$ representa a fonte de radiação e o sistema $\{x_2, y_2, z_2\}$ representa o alvo em todo o algoritmo. Como a fonte é pontual, podemos aplicar as coordenadas da fonte pontual em $\{x_1, y_1, z_1\}$ e calcular o fluxo de radiação (fun). Para agilizar a solução da integral do fator de vista, aplica-se a função *Simplify* com a suposição *cond* ($\{x_1, y_1, z_1\}$ e $\{x_2, y_2, z_2\} \in \text{Reais}$). Podemos então aplicar a equação (3.1.7) e resolver a integral para $\{x_2, y_2, z_2\}$ pertencente a cada superfície *reg2*.

O resultado é uma tabela com os fatores de vista da fonte pontual para cada superfície.

```
l = {x1-x2,y1-y2,z1-z2}; (*Distance*)

Clear[F,fun,funMax,funScale,Fsource]

(*Flux field*)
F = 1/. {x1→source[[1]],y1→source[[2]],z1→ source[[3]]};
fun =Simplify[ F/(4π Norm[F]^3),cond];
(*Calculate the view factors*)
Fsource = Table[
  Integrate[Dot[fun,-Normalize[nn2[[k]]]],
    {x2,y2,z2}∈reg2[[k]],
    {k,1,Length[reg2]}
  ]
```

O passo seguinte é o cálculo dos fatores de vista do simulador solar. Primeiro temos que definir um cone de luz para delimitar a região de integração, não faria sentido integrar o fluxo de radiação em superfícies que não são iluminadas. No mathematica, um cone é definido por três parâmetros, ponto do centro da base, ponto do vértice} e raio da base. O cone é configurado para ter a base em uma face do cilindro, vértice no ponto *sun* e raio da base igual ao raio do cilindro. Novamente o fluxo luminoso \bar{F} utilizando $\{x_1, y_1, z_1\}$ como sendo o ponto *sun* que é a posição da fonte de luz.

```
(*-----External Light source-----*)
Δx = (sun-cylEnd)[[1]];
S2 = Cone[{cylStart,sun},ρ];

Clear[F,fun,funMax,funScale,Fsun,reg2L]
F = 1/. {x1→sun[[1]],y1→sun[[2]],z1→ sun[[3]]};
fun =Simplify[ F/(4π Norm[F]^3),cond];
```

É definida uma nova região *reg2L* que é a interseção entre o cone de luz e a região 2, para calcular essa região utiliza-se a função [RegionIntersection](#). Nesse caso específico a região iluminada é idêntica à superfície 1 (vide Figura 3.3 e Figura 3.5)¹², porém isso ocorre apenas nessa configuração de cone de luz e cilindro, o cálculo da

¹² Nesse caso a integração poderia ser feita diretamente na superfície 1 da região *reg2* isso simplificaria substancialmente essa etapa, porém essa simplificação é válida apenas nesse caso. Se existir alguma superfície iluminada parcialmente (Figura 3.11) seria necessário calcular a interseção, que é uma solução geral e mais robusta.

região de interseção é uma solução geral. Em seguida é feito o cálculo da integral dos fatores de vista para $\{x_2, y_2, z_2\}$ pertencente a cada superfície $reg2L$.

Todo fluxo luminoso passa pela região 4 (espia) na direção contrária em todas as geometrias (fluxo orientado de fora para dentro) portanto podemos utilizar o fator de vista $F_{sun \rightarrow espia}$ para normalizar todos os outros fatores de vista relativos à fonte de luz. Por definição o fator de vista $F_{sun \rightarrow espia}$ deve ser igual a -1.

```
(*calculate the illuminated region*)
reg2L = Table[
  RegionIntersection[reg2[[k]],S2] ,
  {k,1,Length[reg2]}
];

(*calculate the view factors*)
Fsun = Table[0,{k,1,Length[reg2]}]; (*pre-initialize the view factors list*)

For[k=1,k<=Length[reg2L],k++,
  Fsun[[k]] = Assuming[cond,
    Integrate[Dot[fun,-Normalize[nn2[[k]]]] ,
      {x2,y2,z2}∈reg2L[[k]] ]
  ]
Fsun = Fsun/-Fsun[[4]]
```

A etapa seguinte é o cálculo dos fatores de vista entre as superfícies, essa é a etapa mais computacionalmente intensa pois envolve a solução de muitas integrais em 6 dimensões. A variável ln é o vetor unitário da distância l e a variável fun é a equação (3.1.7) implementada na linguagem do mathematica. O uso da função `Simplify` na variável fun tem condições extras, além das condições $cond$ ($\{x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2\} \in \text{Reais}$) são utilizadas também $\{x_1, y_1, z_1\} \in reg1$ e $\{x_2, y_2, z_2\} \in reg2$. Isso porque algumas sub-regiões são planas e normais a x , portanto têm um único valor numérico de x e a função `Simplify` aplica o valor numérico nesse caso. Tudo isso simplifica substancialmente os passos seguintes.

Precisamos descrever cada par de superfícies no espaço 6D $\{x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2\}$ em uma nova região de integração reg , a qual é definida como uma região implícita composta pela união da j -ésima sub-região de $reg1$ (superfície fonte) e da k -ésima sub-região de $reg2$ (superfície alvo). No mathematica as regiões implícitas são objetos com dois componentes, o conjunto de equações implícitas e a

lista das variáveis, por exemplo a sub-região 3 de *reg1* (casco cilíndrico) é definida como o conjunto de equação abaixo.

$$\begin{cases} x_1 > -0,4 \\ x_1 < 0,4 \\ y_1^2 + z_1^2 == 0,0625 \end{cases} \quad \{x_1, y_1, z_1\} \quad (10.1.1)$$

Por exemplo, para obter apenas o conjunto de equações implícitas da *j*-ésima sub-região de *reg1* podemos utilizar a função `Extract[reg1[[j]],1]`, com isso podemos descrever a região combinada *reg* utilizando o mesmo procedimento para a região *reg2* e aplicando esses dois comandos na função [ImplicitRegion](#). Porém temos que declarar qual é a lista de variáveis dessa nova região implícita que no caso é $\{x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2\}$ em todos os cenários.

Como a solução de todas as equações pode levar um tempo, é conveniente implementar um indicador de progresso, seja uma barra de progresso ou um plotar resultado temporário. Nesse algoritmo foi utilizada a função [PrintTemporary](#) para mostrar a frase “Calculating F_{j→k}” com os valores de *j* e *k* sendo utilizados no momento. Ao final de cada loop esse texto é removido utilizando a função [NotebookDelete](#) apenas para melhorar a clareza visual.

Em seguida a integral dos fatores de vista é calculada utilizando a região combinada *reg* como domínio de integração. É conveniente assumir que as variáveis $\{x_1, y_1, z_1, x_2, y_2, z_2\}$ são reais, para isso utiliza-se a função [Assuming](#). Nesse caso em particular temos que as superfícies 2 e 4 (Figura 3.3) são coplanares, portanto o fator de vista entre elas é 0. Isso foi feito apenas para agilizar a solução das equações, assim são duas integrais a menos para resolver. Isso poderia ser aplicado para a auto-iluminação das superfícies 1,2 e 4 porém o produto escalar na variável *fun* é zero e como consequência a integral é resolvida rapidamente.

```
Clear[F,ln,fun,reg]

F = Table[0,{j,1,Length[reg1]},{k,1,Length[reg1]};
For[j=1,j<= Length[reg1],j++,{
  For[k=1,k<= Length[reg2],k++,{
    (*Normal vector *)
    ln = Simplify[Normalize[l],cond && {x1,y1,z1}∈ reg1[[j]] &&
{x2,y2,z2}∈reg2[[k]]];
```

```

(*light flux*)
fun = Simplify[
  Dot[Normalize[nn1[[j]] ],ln] Dot[Normalize[nn2[[k]] ],ln]/(π Norm[l]^2),
  cond && {x1,y1,z1}∈ reg1[[j]] && {x2,y2,z2}∈reg2[[k]]
];
(*Combined integration region*)
reg = ImplicitRegion[Extract[reg1[[j]],1] && Extract[reg2[[k]],1],
{x1,y1,z1,x2,y2,z2}];

(*temporarily print the progress*)
temp = PrintTemporary["Calculating F" <>ToString[j]<>" →"<>ToString[k] ],

If[{j,k}=={2,4}||{j,k}=={4,2},
  F[[j,k]] = 0, (*Surfaces 2 and 4 do not see each other*)
  F[[j,k]] = Assuming[cond,
    Integrate[fun,{x1,y1,z1,x2,y2,z2}∈ reg]]/(Area[reg1[[j]] ] )
  ],
NotebookDelete[temp] (*deletes the temporary string*)
}]
}]

```

A superfície 4 (espia) é apenas um artifício matemático, então poderia ser suprimida da integral dos fatores de vista sem perda de realismo, porém os fatores e vista relativos a ela são utilizados para verificação e validação dos resultados. Se considerarmos a espia temos um volume fechado, então podemos aplicar as equações (3.1.2) (3.1.3) para verificar os resultados dos fatores de vista, é dessa verificação que constatamos o erro numérico de 0,2%. A equação (3.1.2) é utilizada para fazer uma verificação cruzada entre pares de fatores de vista.

A parte seguinte consiste em calcular o fluxo de calor por radiação entre as superfícies, para isso temos que declarar algumas variáveis para o cálculo:

- Constante de Stefan Boltzmann
- Coeficientes de emissividade interna e externa
- Coeficiente de absorção
- Temperatura externa

A lista de temperaturas *tempVar* é gerada dinamicamente, dessa forma o algoritmo fica mais flexível com relação a mudança de geometria. Se for utilizada uma geometria com uma quantidade diferente de superfícies, não é necessário alterar essa

variável. As condições de temperatura também são geradas de forma dinâmica então a linha que gera essas condições tem uma sintaxe complicada, então vamos analisar passo a passo

$$\begin{array}{l} \# \& / @tempVar \\ \{T_1, T_2, T_3\} \end{array} \qquad \begin{array}{l} Map[Function[\#], tempVar] \\ \{T_1, T_2, T_3\} \end{array} \qquad (10.1.2)$$

As expressões acima são equivalentes e geram uma lista de temperaturas $\{T_1, T_2, T_3\}$. O caractere “#” cria um argumento fornecido a uma função e a sintaxe “expressão”& cria uma função de “expressão”, portanto a sintaxe “#&” gera uma função de um argumento em aberto. O mathematica permite mapear um argumento em aberto à uma lista de elementos, elemento a elemento. Esse mapeamento pode ser feito com duas sintaxes: “expr1” /@ “expr2” ou [Map](#)[expr1,expr2].

Podemos utilizar a propriedade da função para gerar uma função do tipo “argumento” >0 e mapear elemento a elemento para toda a lista *tempVar*.

$$\begin{array}{l} \# > 0 \& / @tempVar \\ \{T_1 > 0, T_2 > 0, T_3 > 0\} \end{array} \qquad \begin{array}{l} Map[Function[\# > 0], tempVar] \\ \{T_1 > 0, T_2 > 0, T_3 > 0\} \end{array} \qquad (10.1.3)$$

Agora temos que converter essa lista em uma condição utilizando as funções [Apply](#) e [And](#). A função Apply tem dois argumentos “função” e “expressão” e é utilizada para aplicar a “função” na “expressão”. A função Apply tem duas sintaxes, “função” @@ “expressão” e Apply[“função”, “Expressão”]

$$\begin{array}{l} And@@(\# > 0\&) / @tempVar \\ Apply[And, Map[Function[\# > 0], tempVar]] \\ T_1 > 0\&\&T_2 > 0\&\&T_3 > 0 \end{array} \qquad (10.1.4)$$

```
(*Temperature calculations*)
Clear[Qin,Qout,Qabs,Qnet,Qpoints,Qsurf,k,σ,ε,T∞,εout,condTemp]
σ = 5.670374419*10^-8; (*Stefan Boltzmann Constant*)
ein = 0.9; (*Emissivity constant, inside*)
εout = 0.10;(*Emissivity constant, outside*)
αext = 0.20; (*External absorption*)
T∞= 300;(*External temperature, in K*)

Lmax = Length[reg1]-1; (*Quantity of temperatures, one per real surface*)
tempVar = Table[Tk,{k,1,Lmax}]; (*Temperature list*)
(*Temperature conditions, Tk>0 ∀ k*)
condTemp = And@@(\#>0\&) / @tempVar;
```

A seguir, calculamos os fluxos de radiação refletidos. Para isso temos que calcular a potência do simulador solar Q_{sun} , depois calculamos a primeira reflexão Q_{r0} que é composta pela radiação refletida oriunda da fonte pontual refletida mais a oriunda do simulador solar. A partir dessa radiação Q_{r0} pode-se calcular a radiação incidente em cada superfície devido a cada reflexo (G), um laço [While](#) é utilizado para calcular G até a décima reflexão ou até a reflexo anterior tenha máximo de 0,01 W.

Como mencionado antes, a superfície 4 é um artifício matemático, portanto apenas as superfícies 1,2 e 3 refletem radiação. Para implementar isso seleciona-se apenas as colunas 1,2 e 3 de G , a quarta coluna é substituída por um 0 e aplica-se isso dentro da função [Flatten](#) para converter para um vetor com as dimensões corretas para a multiplicação pela matriz de fatores de vista F . Ao final, calcula-se o fluxo de calor oriundo das fontes pontuais e suas respectivas reflexões.

```
(*Solar simulator radiation*)
Qsun = 1400 Total[Table[Area[reg2L[[k]] ],{k,1,3}]];
(*Reflections*)
Qr0 = 100Fsource (1- $\epsilon_{in}$ ); (*Heat flux reflected initially*)
Qr0[[1]] = Qr0[[1]] + Qsun( 1- $\epsilon_{in}$ );
Clear[Qr,k]

G = Table[0,{k,1,10},{j,1,Length[reg1]}}];
G[[1,All]] = Qr0.F; (*First Reflection*)

k=2;
(*Loop to calculate the *)
While[
  k<=10 && Max[G[[k-1,All]] ]>= 0.01,
  G[[k,All]] =(1- $\epsilon_{in}$ ) Flatten[{G[[k-1,{1,2,3}],0}].F;
  k++
]
(*Point sources*)
Qpoints = $\epsilon_{in}$  (100 Fsource+Qsun Fsun + Total[ G,{1}]);
```

O cálculo dos fluxos de calor é relativamente simples, consiste apenas em resolver o sistema de equações de equilíbrio térmico conforme descrito no item 3.2.2. Depois de calcular os fluxos de calor \dot{Q}_{in} e \dot{Q}_{out} dependentes da temperatura podemos resolver o sistema de equação (3.2.17) numericamente utilizando a função [NSolve](#).

$$\begin{cases} \dot{Q}_{in,1} = \dot{Q}_{out,1} \\ \dot{Q}_{in,2} = \dot{Q}_{out,2} \\ \dot{Q}_{in,3} = \dot{Q}_{out,3} \end{cases} \quad \{T_1, T_2, T_3\} > 0 \quad (3.2.17)$$

A sintaxe implementada configura a solução do sistema de equações acima (Join[Qnet,{condTemp}],) para as variáveis $\{T_1, T_2, T_3\}$ (*tempVar*) dentro dos Reais.

```
(*Pre-initialize the heat fluxes*)
Qsurf = Table[0,{j,1,Lmax},{k,1,Lmax}];
Qin = Table[0,{j,1,Lmax}];
Qout = Qin;
(*Loop to calculate the surfaces heat flux*)
For[j=1,j<=Dimensions[Qsurf][[1]],j++,{
  For[k=1,k<= Dimensions[Qsurf][[2]],k++,{
    Qsurf[[j,k]] =  $\sigma \epsilon_{in}(T_j^4 - T_k^4)$ Area[reg1[[j]] ] F[[j,k]]
  }
}]
For[j=1,j<=Dimensions[Qsurf][[1]],j++,{
  (*Inbound and Outbound heat fluxes*)
  Qin[[j]] = Qpoints[[j]] + Total[Qsurf[[All,j]]], (*3.2.14) inbound heat flux*)
  Qout[[j]] =Area[reg1[[j]] ]  $\sigma \epsilon_{out}(T_j^4 - T_{\infty}^4)$  + Total[Qsurf[[j,All]]]
+Total[G[[All,j]] + Qr0[[j]]
}]
(*Net Heat flux*)
Qnet = Table[Qout[[k]]==Qin[[k]},{k,1,Length[Qin]}];
(*Solving the equation system numerically*)
temp = NSolve[Join[Qnet,{condTemp}], tempVar, Reals];
MatrixForm[temp] (*show the temperatures*)
```

Em seguida a demanda de nitrogênio pode ser calculada. Os procedimentos foram descritos em mais detalhes no item 3.2.3. Esse passo consiste em descrever o fluxo de calor \dot{Q}_{out} como absorção porque a temperatura alvo é menor que a ambiente e calcular o fluxo de calor \dot{Q}_{LN2} para as temperaturas T_1 , T_2 e T_3 iguais a 123,15K. O fluxo de massa *mflow* é calculado pela equação (3.2.23).

```
(*Nitrogen properties*)
Ttgt =123.15; (* target temperature, K*)
Tln2 = 77.355; (*LN phase change temperature, K*)
 $\Delta h$  = Quantity[199000,"Joules"/"Kilograms" ]; (* Evaporation enthalpy*)
cp = Quantity[1040.7,"Joules""Kilograms"^-1"Kelvins"^-1]; (*Cp*)
Qabs = Table[0,{j,1,Lmax}];
(*Redefine Qout as absorption*)
For[j=1,j<=Dimensions[Qsurf][[1]],j++, {
  Qin[[j]] = Qpoints[[j]] ,
```

```

Qabs[[j]] = Area[reg1[[j]]]  $\sigma$   $\alpha_{ext}(T_j^4 - T_{\infty}^4)$ 
}]
Qln2 = (Qin - Qabs) /. {T1 -> Ttgt, T2 -> Ttgt, T3 -> Ttgt};
TableForm[Table[QLN2,k -> Qln2[[k]], {k, 1, 3}]] (*Show the results as a table*)
Total[Qln2] (*Total mass flow rate*)
(*LN2 mass flow rate*)
mflow = UnitSimplify[Quantity[Qln2, "Watts"] / ( $\Delta h + c_p$  Quantity[Ttgt - Tln2, "Kelvins"])]
UnitConvert[mflow, "Kilograms""Hours"-1] (*Show the results in kg/h *)

```

O fluxo de nitrogênio aquecido é calculado de maneira semelhante, sendo necessários apenas alguns ajustes no algoritmo.

```

(*----- Hot Operation Demand -----*)
Clear[r, rtgt, mflow, mtgt]
Ttgt = 423.15; (*Target Temperature, in K*)
Tn2 = r; (*nitrogen inlet temperature, in K*)

(*----- Heated Nitrogen Demand -----*)
Qn2 = Table[ $\Sigma$   $\epsilon_{out}(Ttgt^4 - T[[k]]^4)$  Area[reg1[[k]]], {k, 1, Lmax}];
TableForm[Table[Subscript[Q, N2, k] -> Qn2[[k]], {k, 1, Lmax}]]
Total[Qn2]

(*N2 mass flow rate*)
mflow = UnitSimplify[Quantity[Qn2, "Watts"] / (cp Quantity[Tn2 - Ttgt, "Kelvins"])]];

mtgt = QuantityMagnitude[Total[mln2]] * 3600;
rtgt = NSolve[QuantityMagnitude[Total[mflow] * 3600] == mtgt, r][[1, 1]][[2]];
Plot[Total[mflow] * 3600, {r, 440, 600}, PlotStyle -> Blue,
  AxesStyle -> Black, PlotRange -> {All, {0, All}},
  AxesLabel -> {"Subscript[T, N2][K]", "Overscript[m, .] [kg/h]"},
  LabelStyle -> Large, TicksStyle -> Large,
  GridLines -> Automatic, AspectRatio -> 1/2,
  Epilog -> {Red, PointSize[0.0154], Point[{rtgt, mtgt]},
  Gray, Dashed, Line[{rtgt, 0}, {rtgt, mtgt}, {0, mtgt}]}]
]

UnitConvert[mflow /. r -> rtgt, "Kilograms""Hours"-1];
UnitConvert[Total[mflow /. r -> rtgt], "Kilograms""Hours"-1]
TableForm[Table[Subscript["Overscript[m, .]", k] -> 3600 QuantityMagnitude[(mflow /. r -> rtgt)[[k]]], {k, 1, 3}]]

```

10.2 PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

10.2.1 Aço 304

A temperatura de referência do aço 304 é 293K. As propriedades térmicas do aço são listadas a seguir.

Temperatura [K]	Densidade [kg m ⁻³]	Coefficiente de expansão térmica [K ⁻¹]	Condutividade térmica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
65	8069,403	1,26E-05	6,964174
75	8067,886	1,29E-05	7,786845
100	8063,021	1,35E-05	9,22359
125	8056,879	1,40E-05	10,29547
150	8049,748	1,44E-05	11,16515
175	8041,879	1,47E-05	11,92662
200	8033,481	1,50E-05	12,6327
225	8024,722	1,51E-05	13,31248
250	8015,734	1,52E-05	13,98124
275	8006,608	1,53E-05	14,64599
300	7997,395	1,55E-05	15,30865
373	7971,443	1,61E-05	16,2
588	7882,246	1,73E-05	
773,15			21,4
811	7778,899	1,84E-05	

As propriedades mecânicas são:

Temperatura [K]	Tensão de escoamento [MPa]	Módulo de elasticidade [Gpa]
77,15	386	193
211,15	345	172,5
233,15	331	165,5
273,15	296	148
294,15	241	120,5
293	241	120,5
477,15	159	79,5
589,15	134	67
700,15	114	57
811,15	97	48,5
922,15	88	44

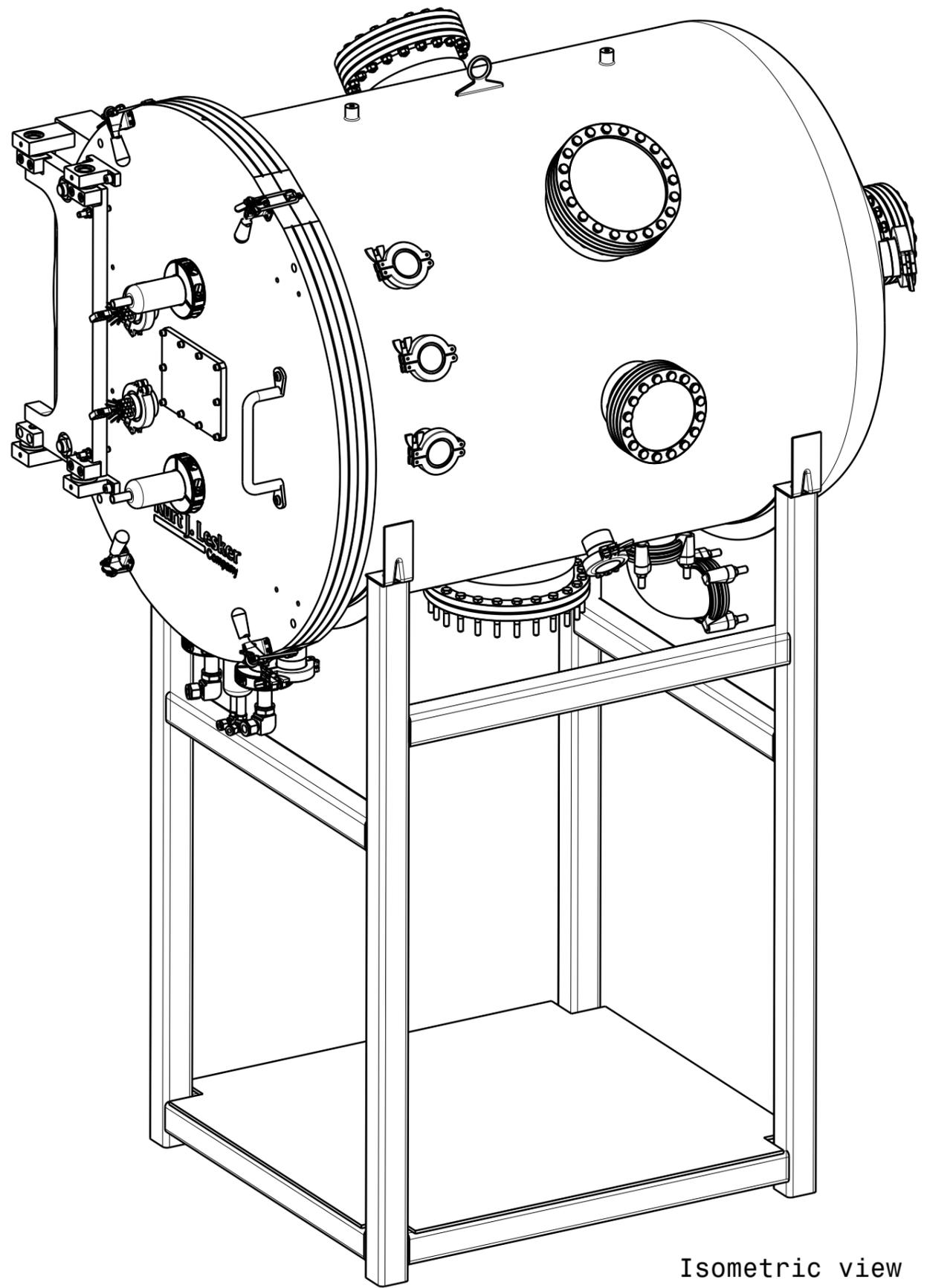
10.2.2 Nitrogênio

A condutividade térmica do nitrogênio é dada por:

Temperatura [K]	Condutividade térmica [W m ⁻¹ K ⁻¹]
0	0,14581
64	0,14581
77	0,1247
77,364	0,007253
98	0,009216
123	0,01158
148	0,01384
173	0,01602
198	0,01812
223	0,02015
231	0,02078
248	0,0221
263	0,02325
268	0,02362
278	0,02437
283	0,02474
293	0,02547
298	0,02583
303	0,02619
323	0,02762
348	0,02935
373	0,03104
398	0,03269
423	0,0343
448	0,03587
473	0,03742
573	0,04332

10.3 DESENHOS TÉCNICOS

Seguem a seguir os desenhos técnicos dos principais componentes projetados, com ênfase nos componentes customizados. É importante ressaltar que os componentes padronizados, como os flanges CF e KF por exemplo, não são representados porque as dimensões desses componentes são determinadas em normas específicas, então não há a necessidade de criar os desenhos técnicos desses componentes.



Isometric view
Scale: 1:8



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE XXX			
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Vacuum Chamber Assembly		REV X	
DESIGNED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:6	WEIGHT(kg) XXX	SHEET 1/25		

H G F E D C B A

4

4

3

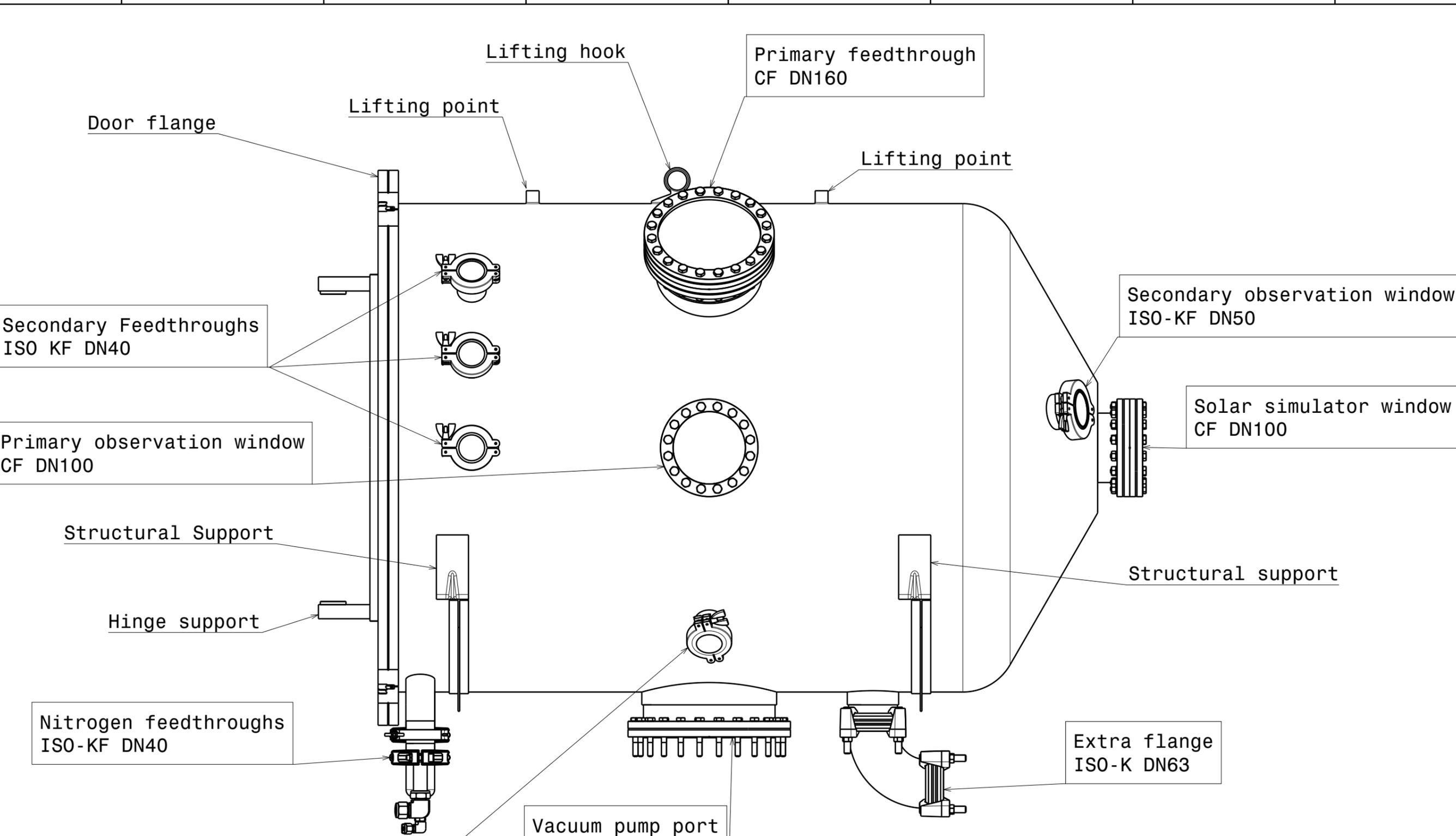
3

2

2

1

1



Secondary Feedthroughs
ISO KF DN40

Primary observation window
CF DN100

Structural Support

Hinge support

Nitrogen feedthroughs
ISO-KF DN40

Vent Valve
ISO-KF DN40

Lifting hook

Lifting point

Primary feedthrough
CF DN160

Lifting point

Secondary observation window
ISO-KF DN50

Solar simulator window
CF DN100

Structural support

Extra flange
ISO-K DN63

Vacuum pump port
CF DN200

Lateral view
Scale: 1:6

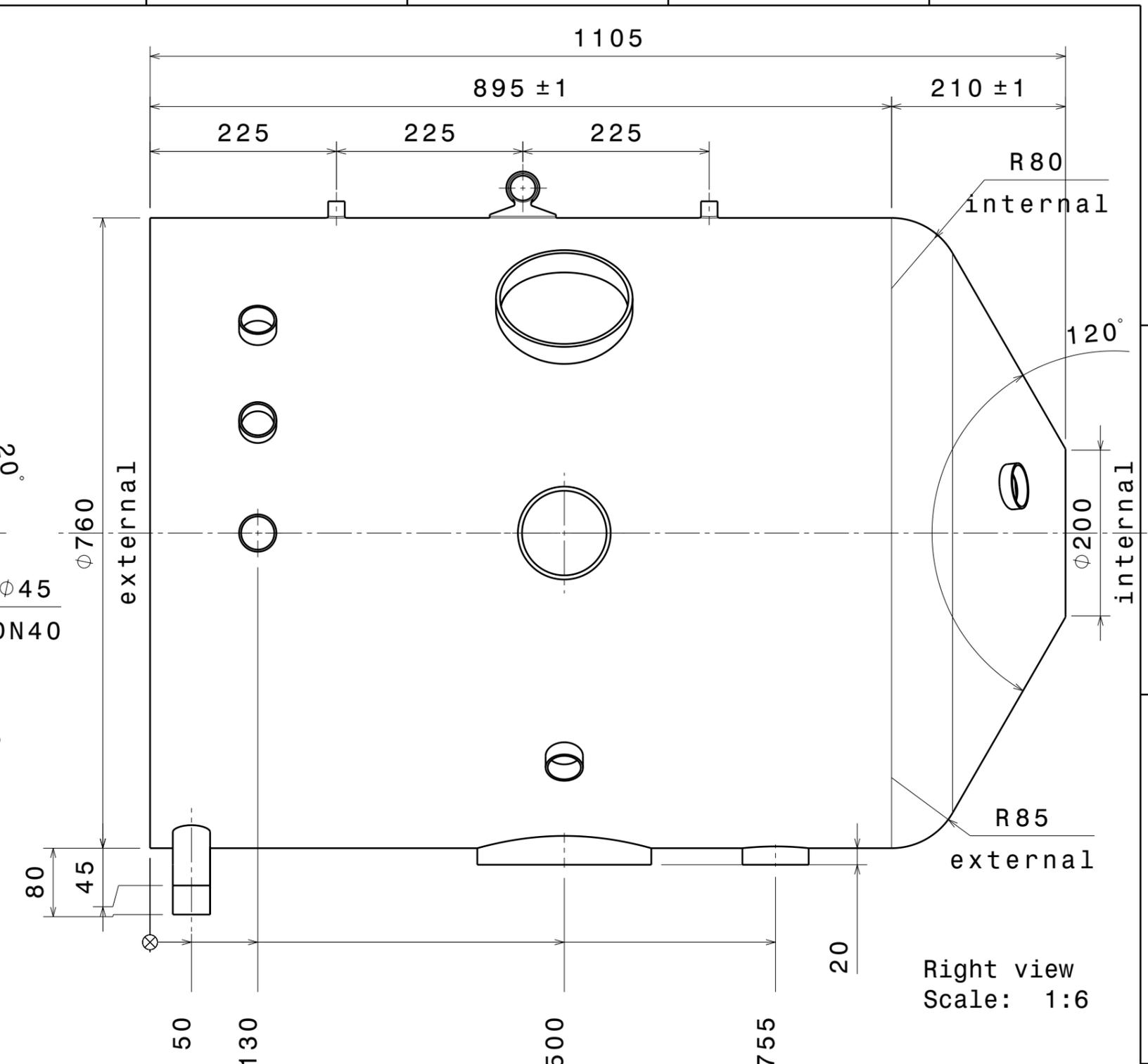
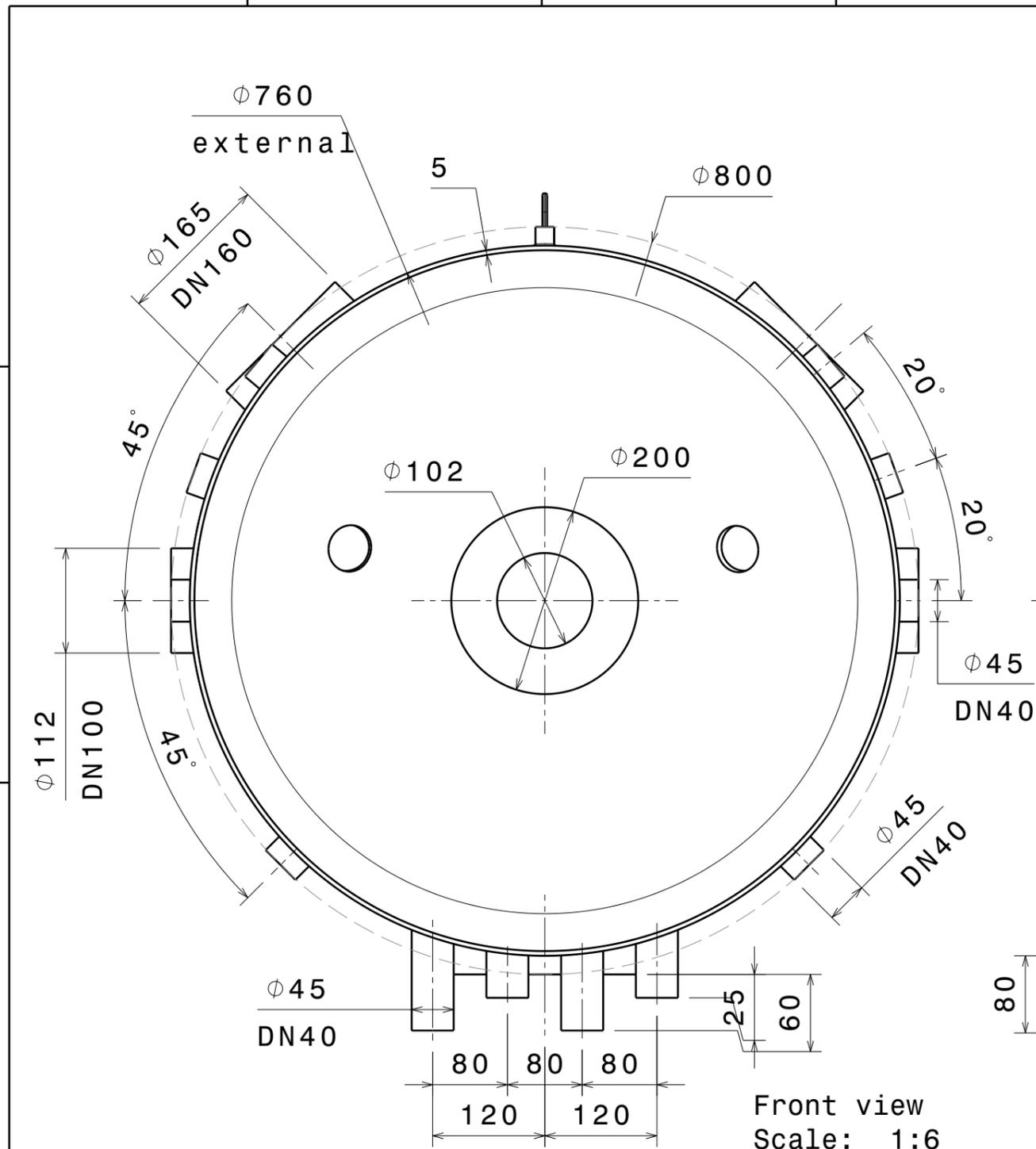


Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021
CHECKED BY XXX	DATE xxx
DESIGNED BY XXX	DATE xxx

DRAWING TITLE			
SIZE A3	DRAWING NUMBER Chamber v2		REV X
SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 254,52	SHEET 2/25	

H G F E D C B A



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Vacuum Vessel	REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 106,37	SHEET 3/25

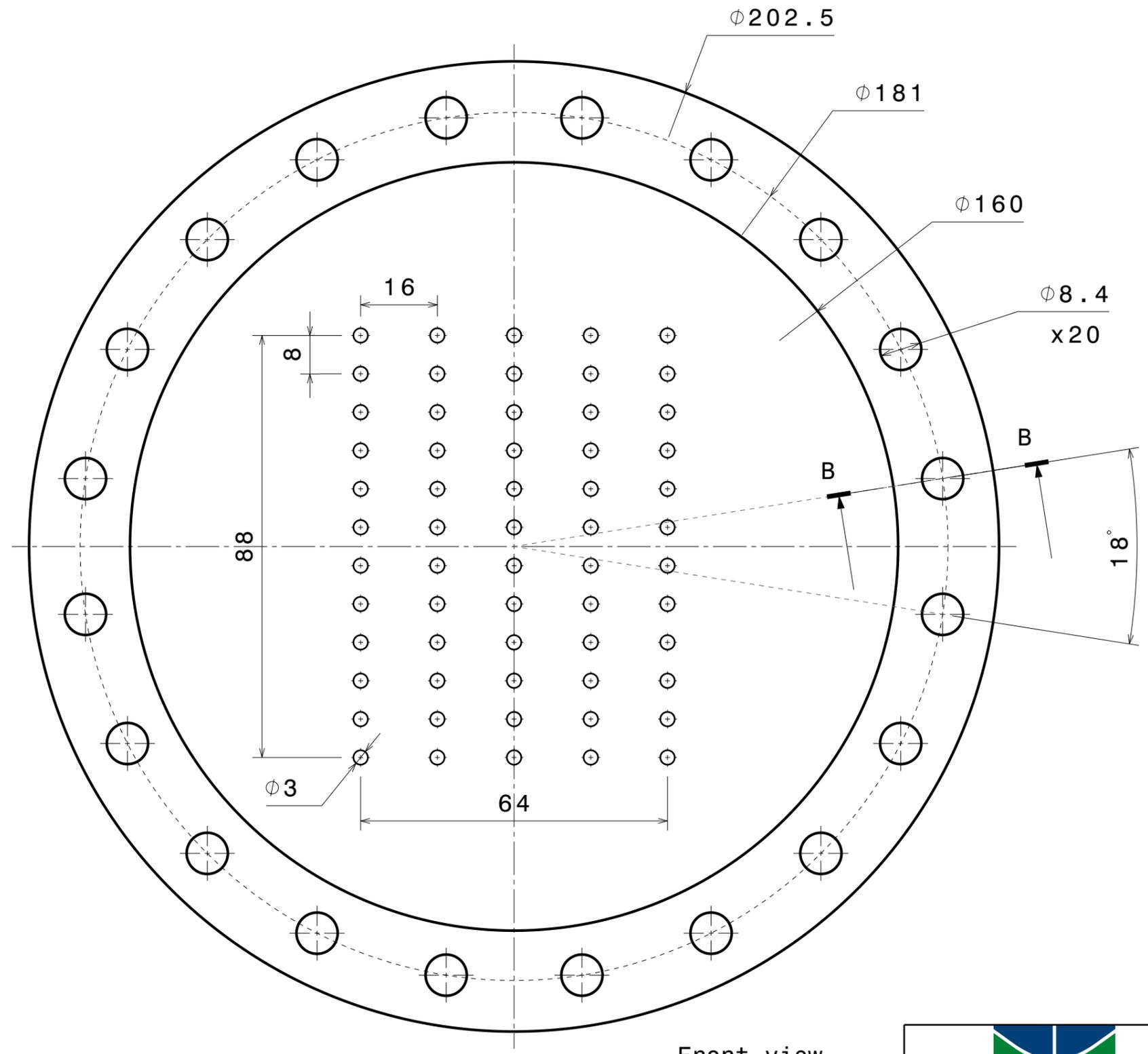
H G F E D C B A

4

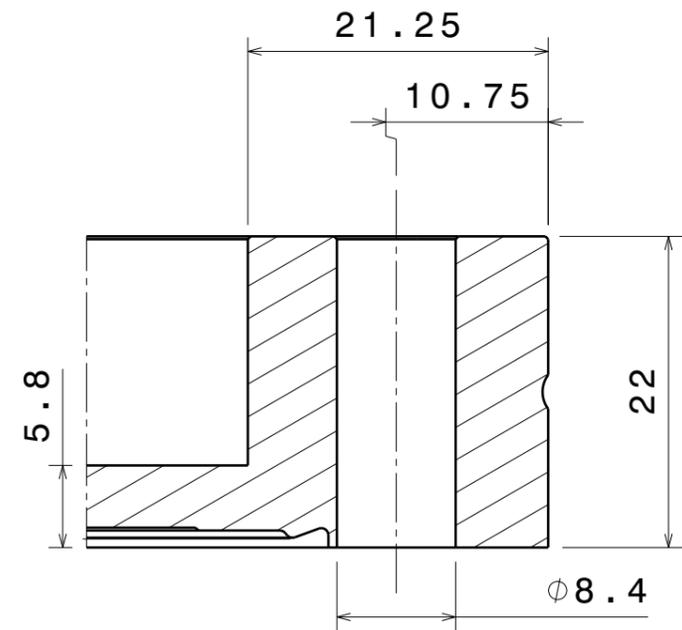
3

2

1



Front view
Scale: 1:1



Section view B-B
Scale: 2:1

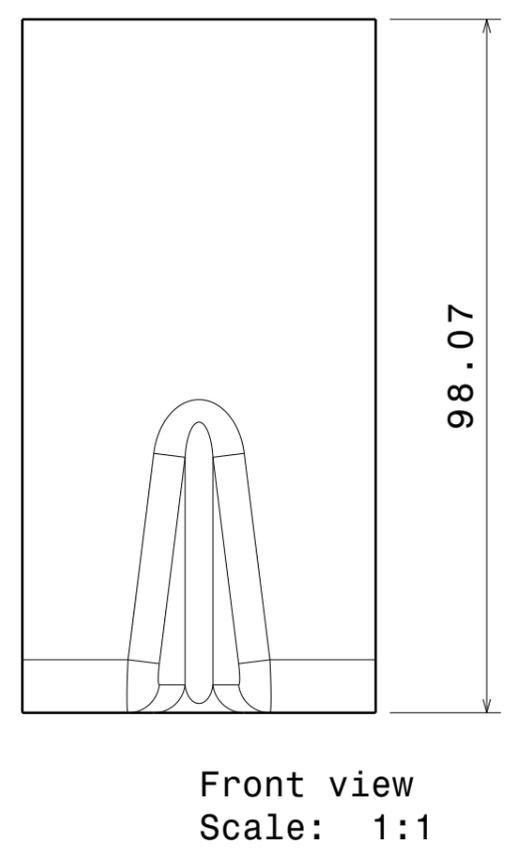
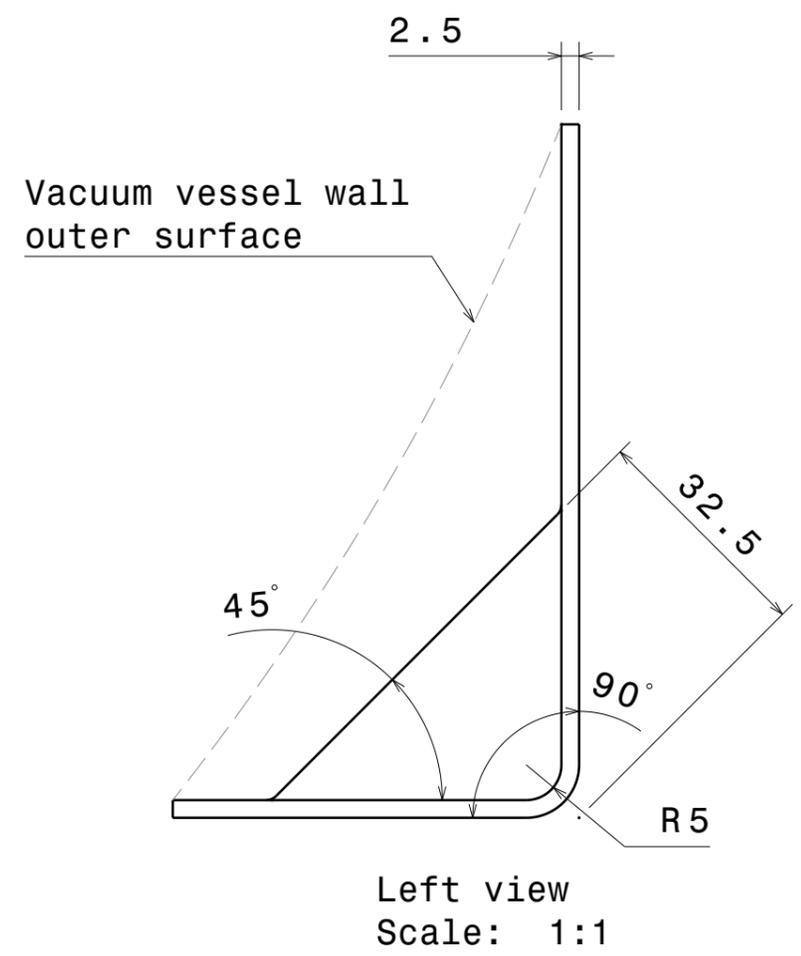
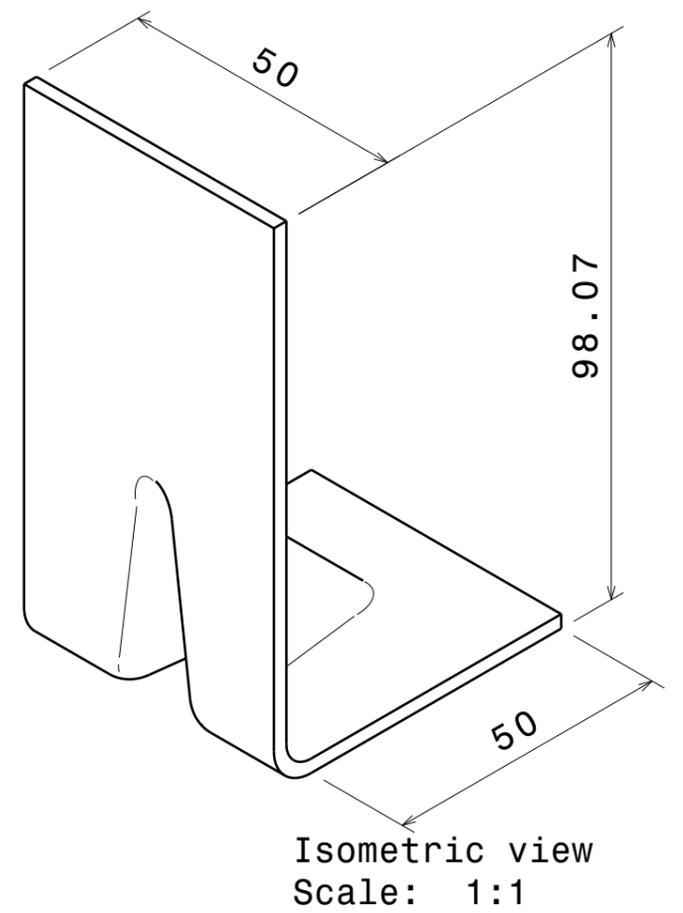
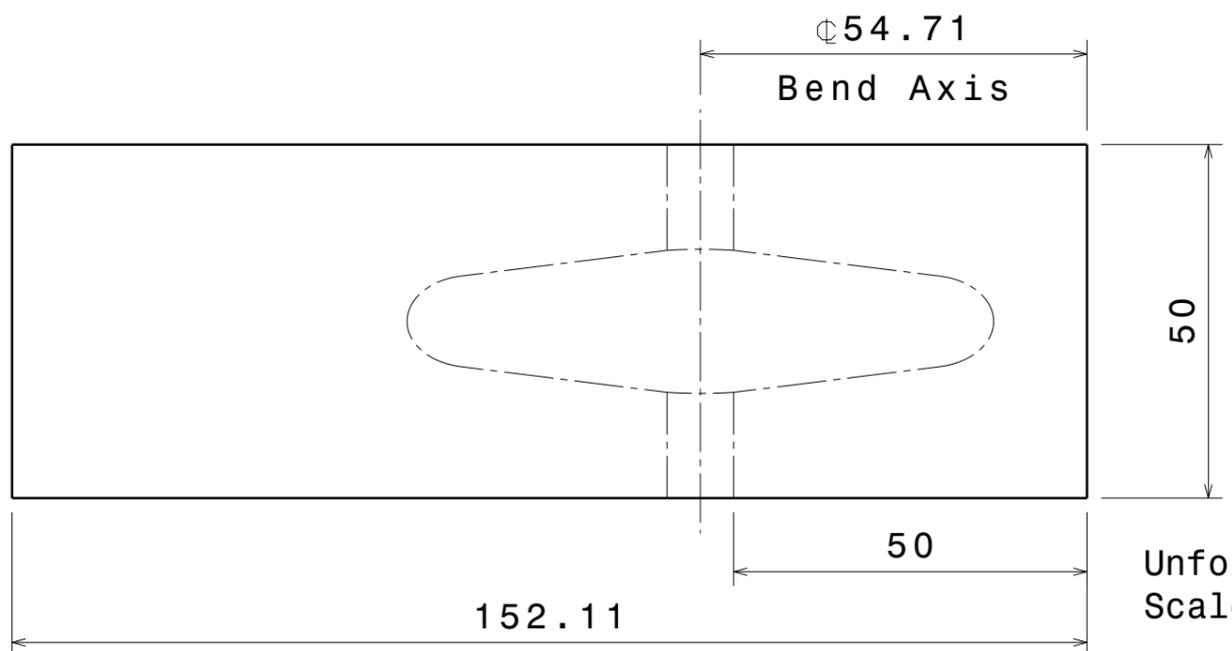


Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER CF Flange Instrumentation DN160		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:2	WEIGHT(kg) 2,55	SHEET 4/25	

H G B A

H G F E D C B A



 UnB		Universidade de Brasília Faculdade Gama - FGA			
		DRAWING TITLE			
DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021	SIZE A3	DRAWING NUMBER Vessel Support		REV X
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,17	SHEET 6/25	
DESIGNED BY XXX	DATE xxx				

H G B A

H G F E D C B A

4

3

2

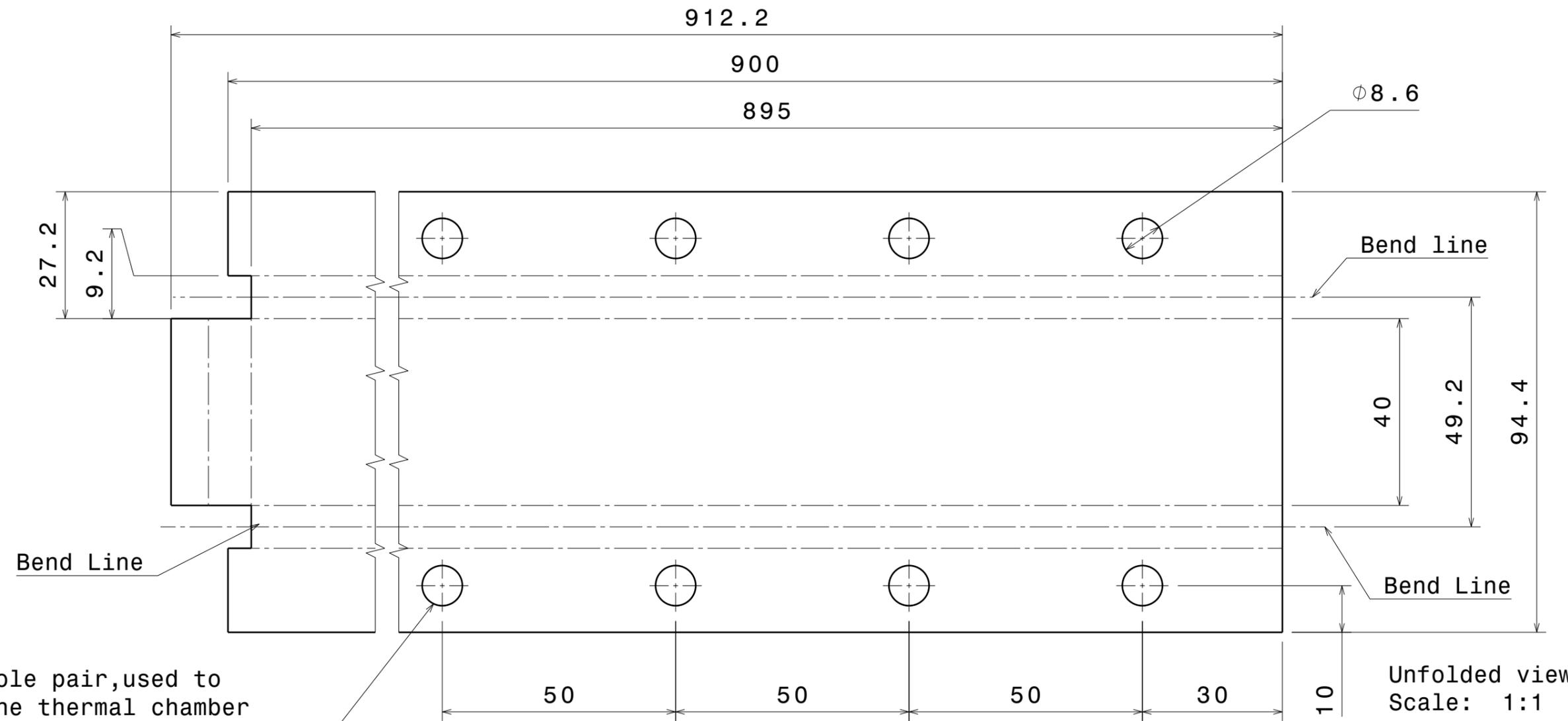
1

4

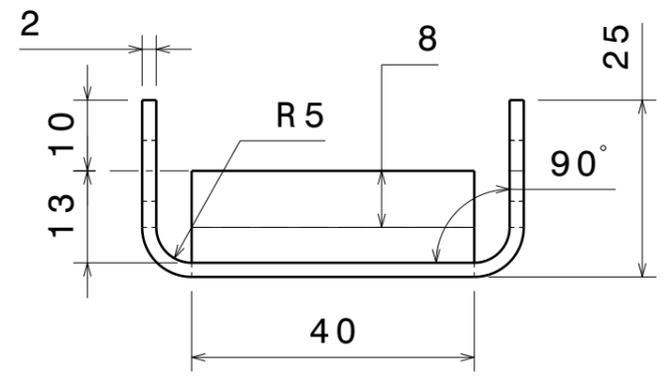
3

2

1



optional hole pair, used to position the thermal chamber deeper inside the vacuum vessel.



Front view
Scale: 1:1



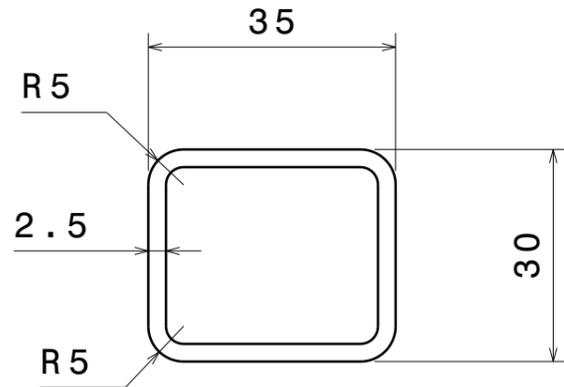
Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Track		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 1,34	SHEET 7/25	

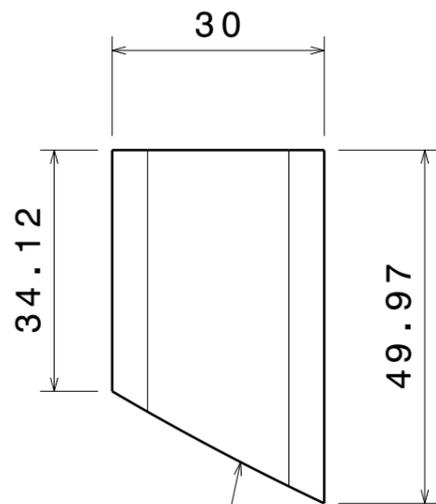
H G B A

H G F E D C B A

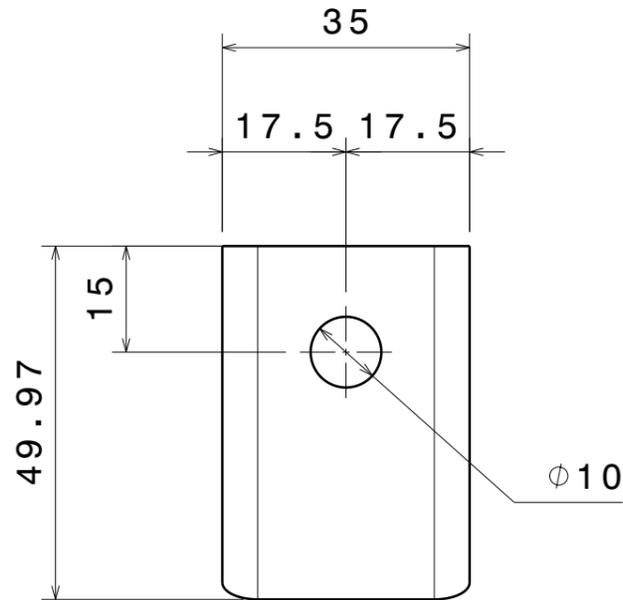
4



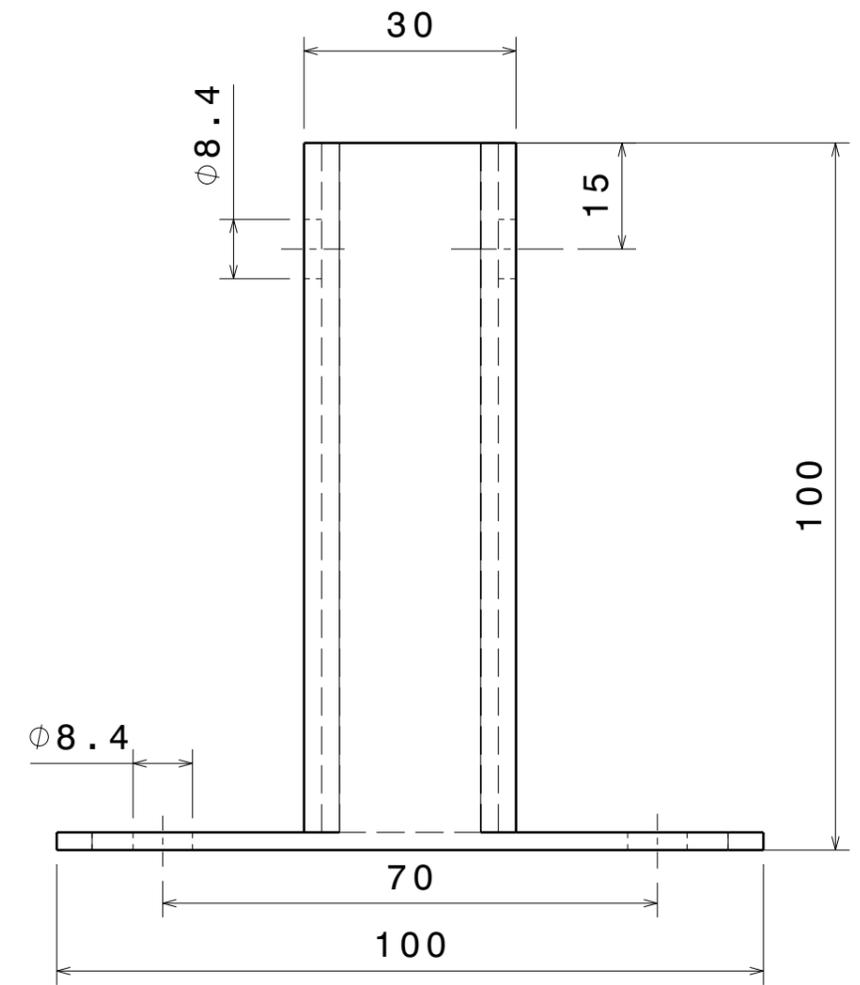
Top view
Scale: 1:1



Left view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



Bench track support
Scale: 1:1

Contact with vacuum vessel

The holes have two functions, allow venting to eliminate an enclosed volume inside the vacuum chamber and align the bench tracks to the chamber tracks. The lower corners are to be welded to the vacuum vessel surface inside the vacuum volume and the support's upper face is welded to the tracks.

The same beam profile is also used by the bench track supports.



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Track Support		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,09	SHEET 8/25	

H G B A

4

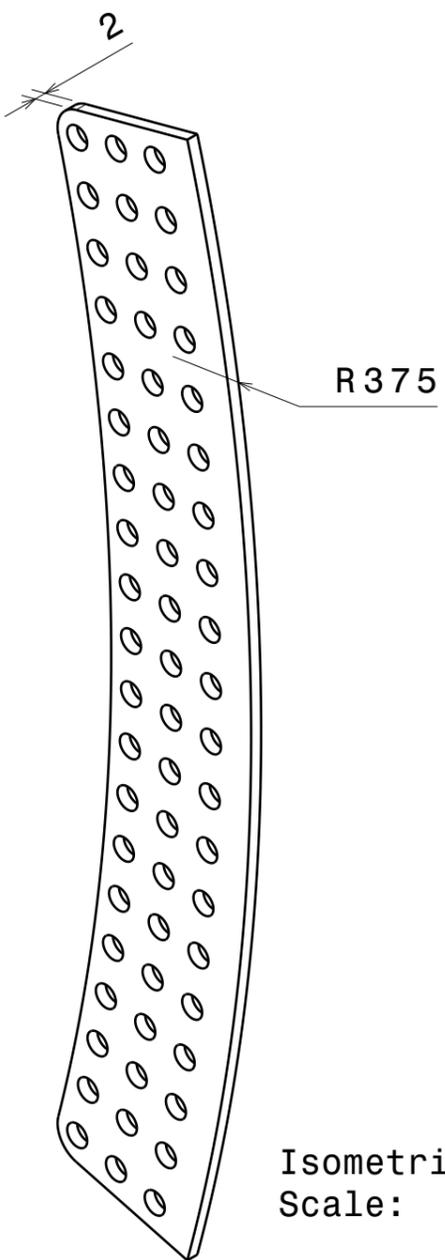
3

2

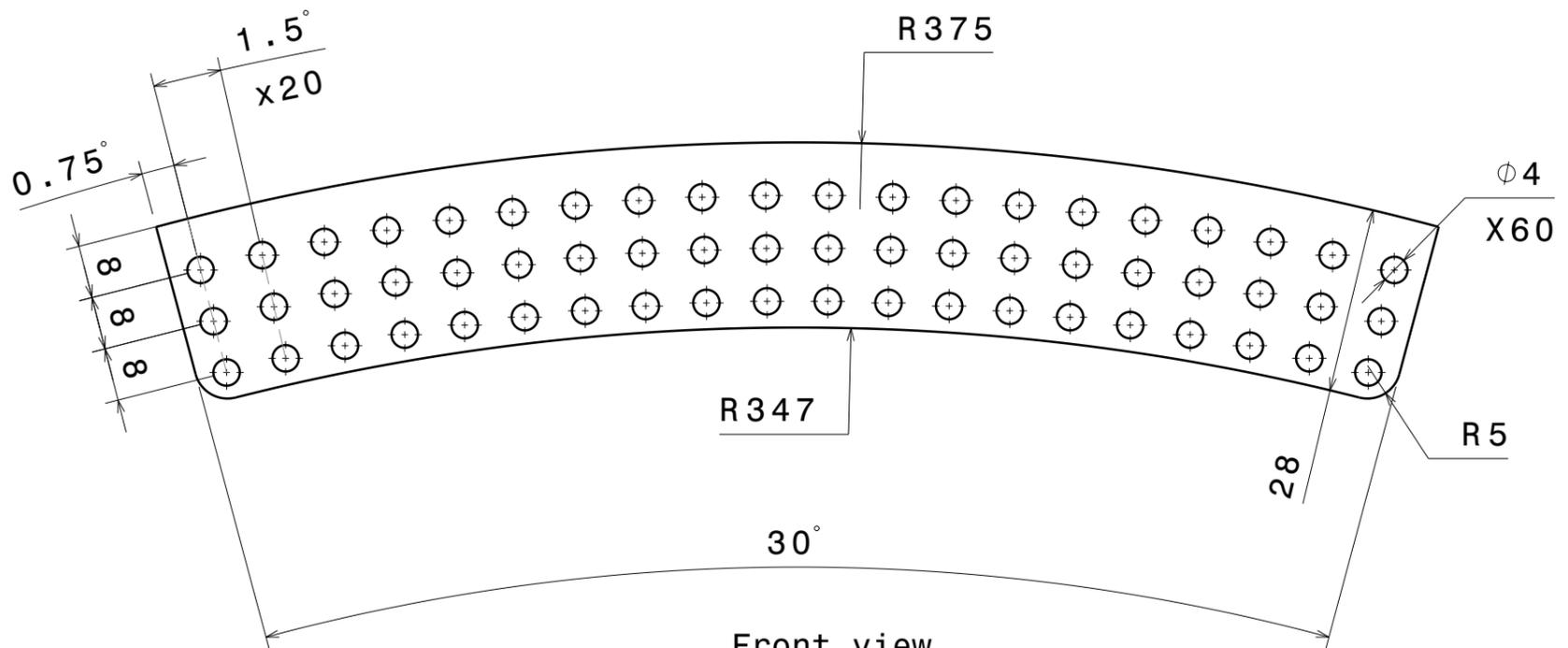
1

H G F E D C B A

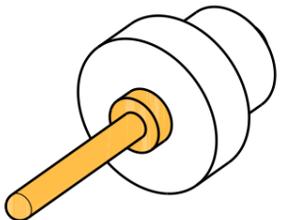
4



Isometric view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



Electric connector
Scale: 4:1

Each of the 60 holes have an insulator and a 1mm gold plated copper male pin connected to a wire. The wire is then connected to the CF instrumentation flange.

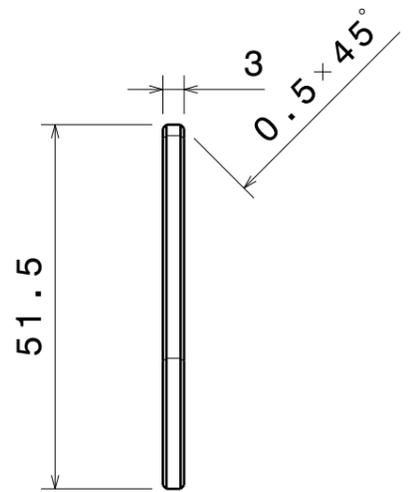
3

2

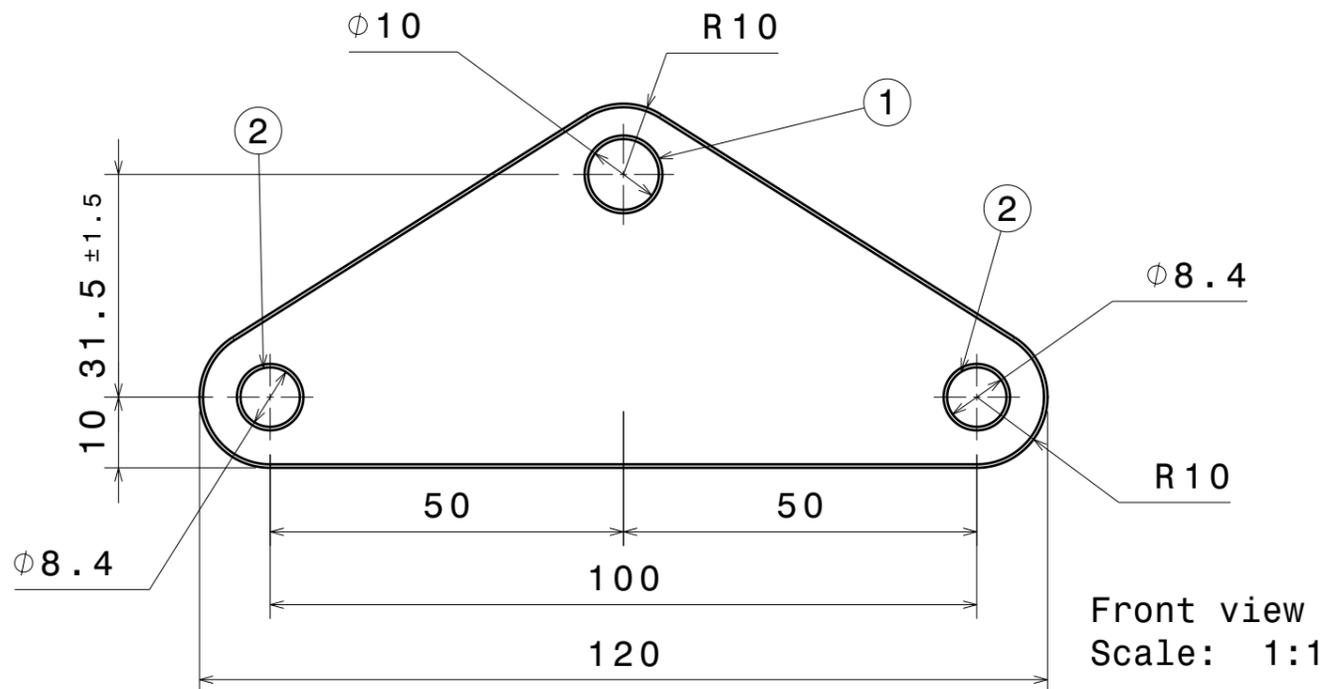
1

H G B A

 UnB		Universidade de Brasília Faculdade Gama - FGA			
		DRAWING TITLE			
DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021	SIZE A3	DRAWING NUMBER Vessel Wires Support	REV X	
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,07	SHEET 9/25	
DESIGNED BY XXX	DATE xxx				



Left view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1

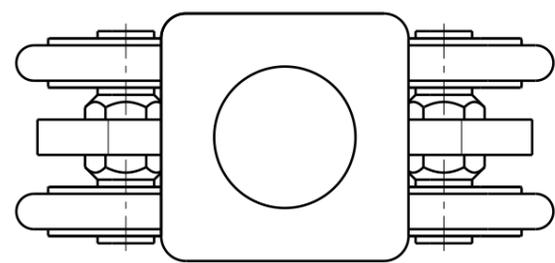
The hole annotated by the number 1 is used to pass a M8x80 bolt to fix the bogie beam to the fixture plate. This hole has a diameter 10 mm instead of 8,4mm for two reasons, to facilitate the bolt positioning and to significantly reduce the heat transfer between the bogie and the fixture plate through the bolt. This 1,6mm gap, together with the bogie beam's gap, allows for the shroud's thermal expansion and contraction during operation.

The holes annotated by the number 2 are used to pass two M8x80 bolts to fix the fixture plates to the track holes on the bogies closest to the door to restrict the longitudinal movement

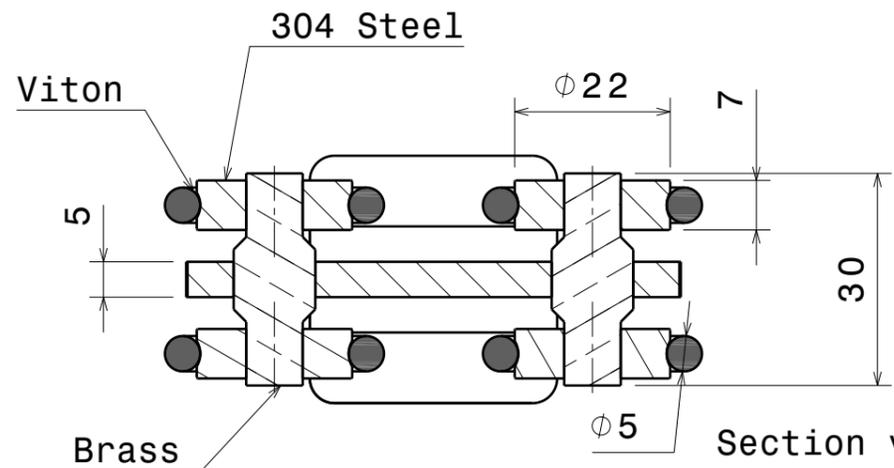


Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

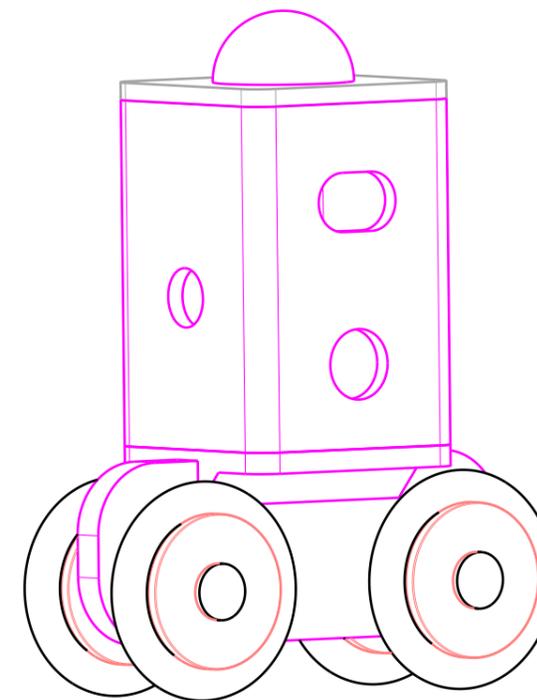
DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Track Fixture		REV X
DESIGNED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,09	SHEET 10/25	



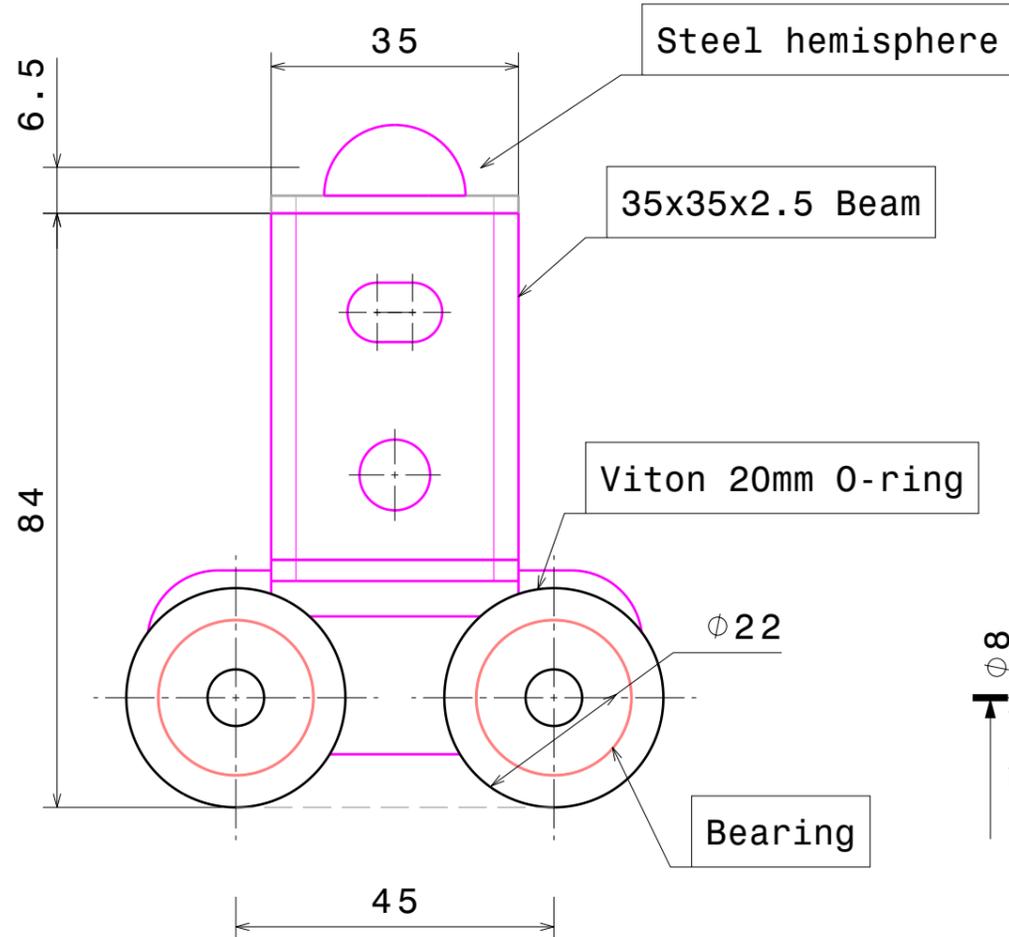
Top view
Scale: 1:1



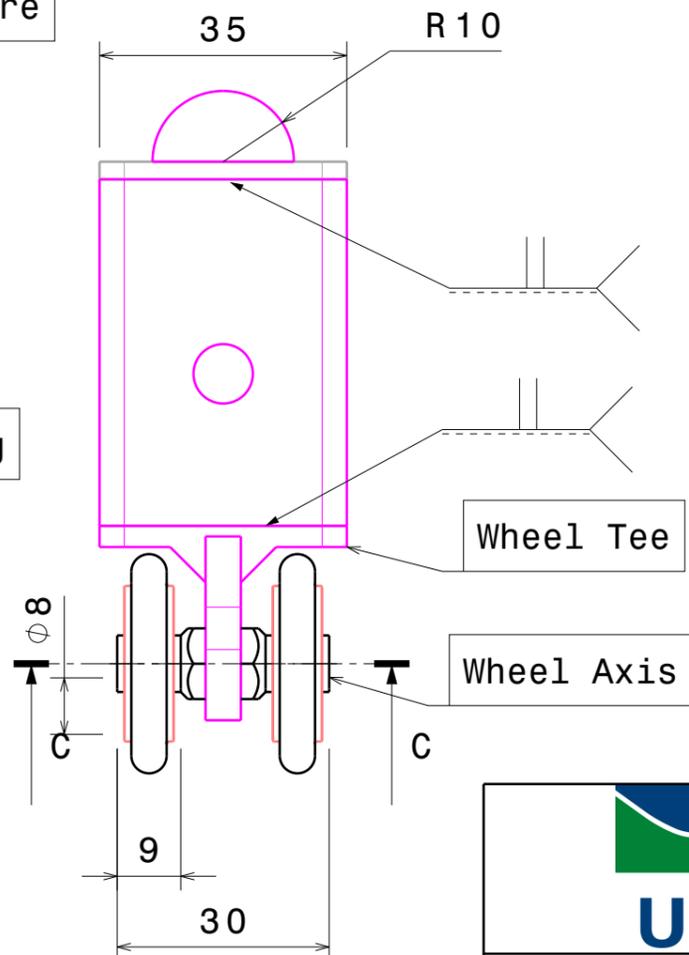
Section view C-C
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

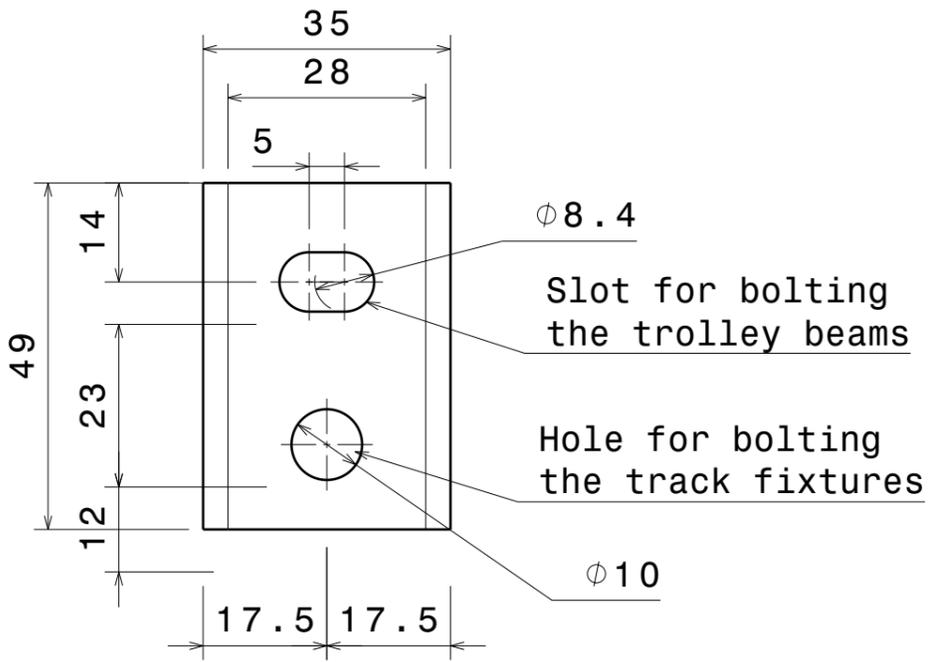


Front view
Scale: 1:1

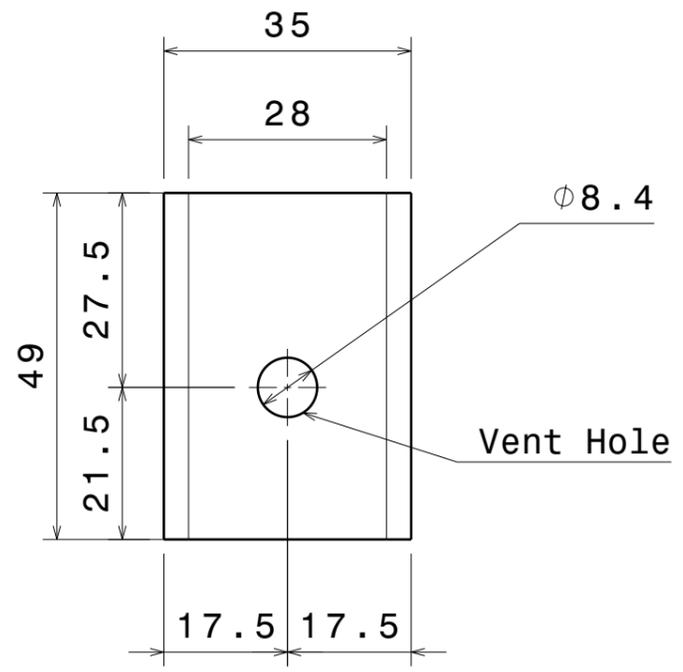


Right view
Scale: 1:1

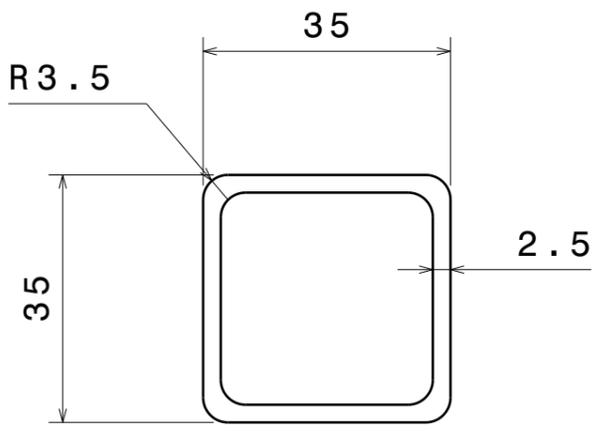
 UnB		Universidade de Brasília Faculdade Gama - FGA			
		DRAWING TITLE			
DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021	SIZE A3	DRAWING NUMBER Wheel Assembly	REV X	
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,364	SHEET 11/25	
DESIGNED BY XXX	DATE xxx				



Front view
Scale: 1:1



Right view
Scale: 1:1

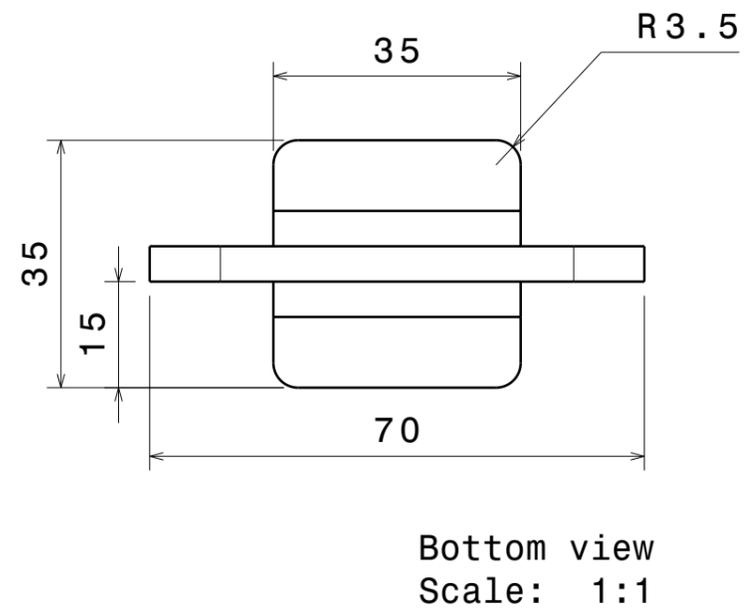
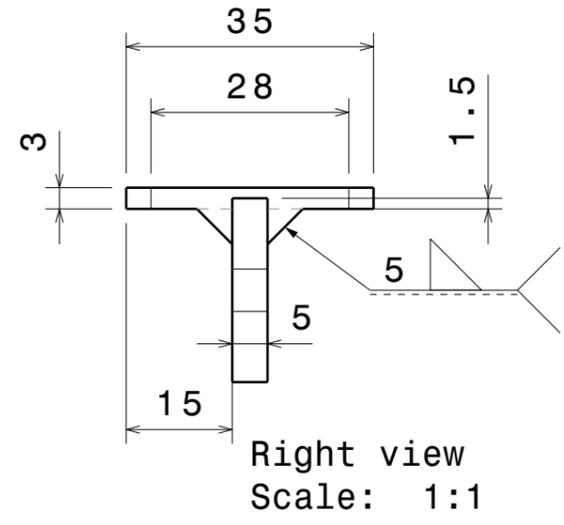
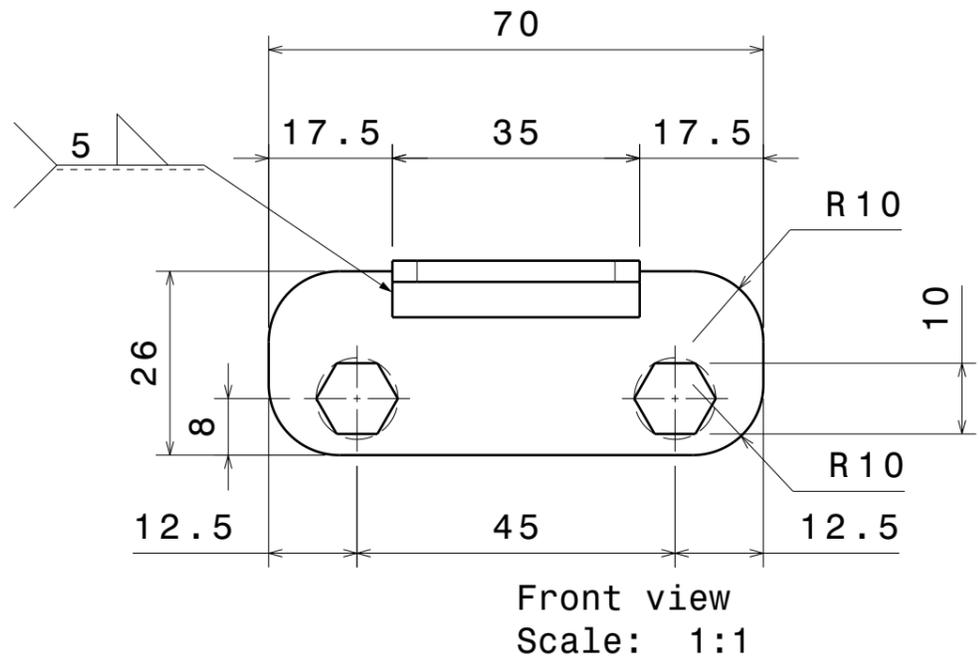


Bottom view
Scale: 1:1



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Foot Beam		REV X
DESIGNED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,13	SHEET 12/25	



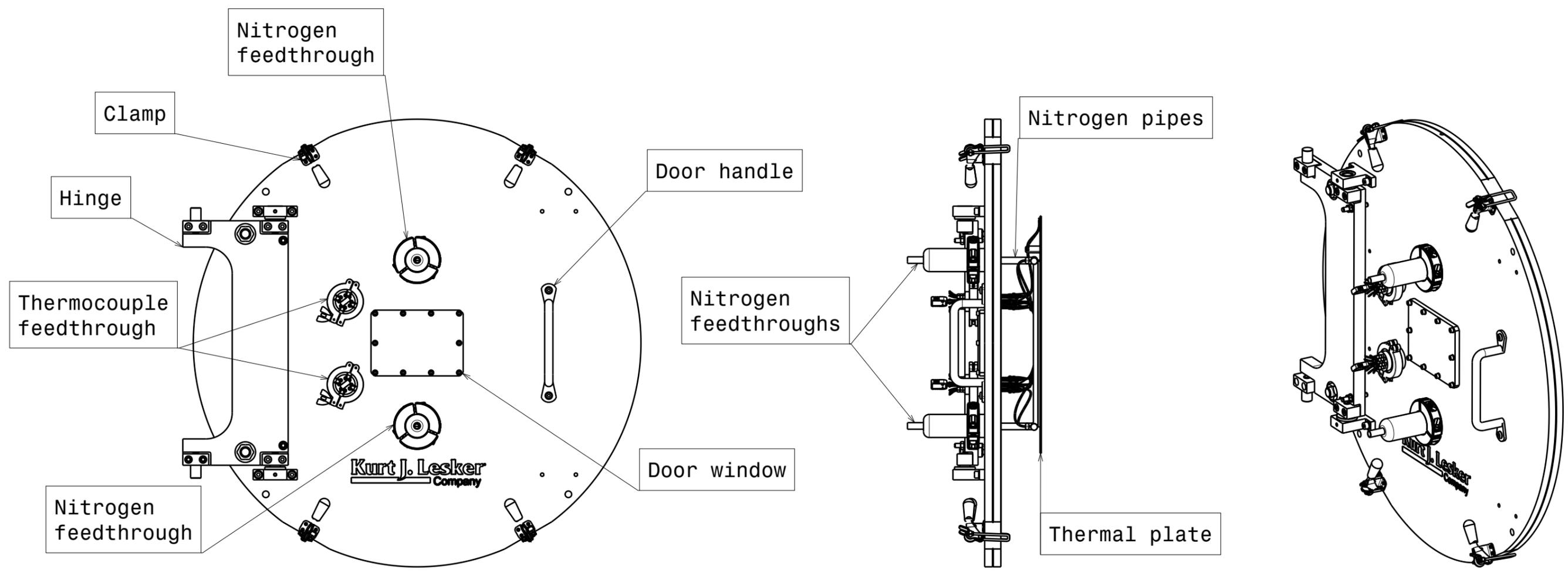
Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Wheel Tee		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:1	WEIGHT(kg) 0,09	SHEET 13/25	

H G F E D C B A

4

4



Front view
Scale: 1:8

Right view
Scale: 1:8

Isometric view
Scale: 1:8

3

3

2

2

The door is based on a 30 inch commercially available model made by Kurt J Lesker. The modifications are:
 a) Two DN40 holes for welding the nitrogen feedthroughs.
 b) Two DN40 holes for welding the thermocouples feedthroughs.



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

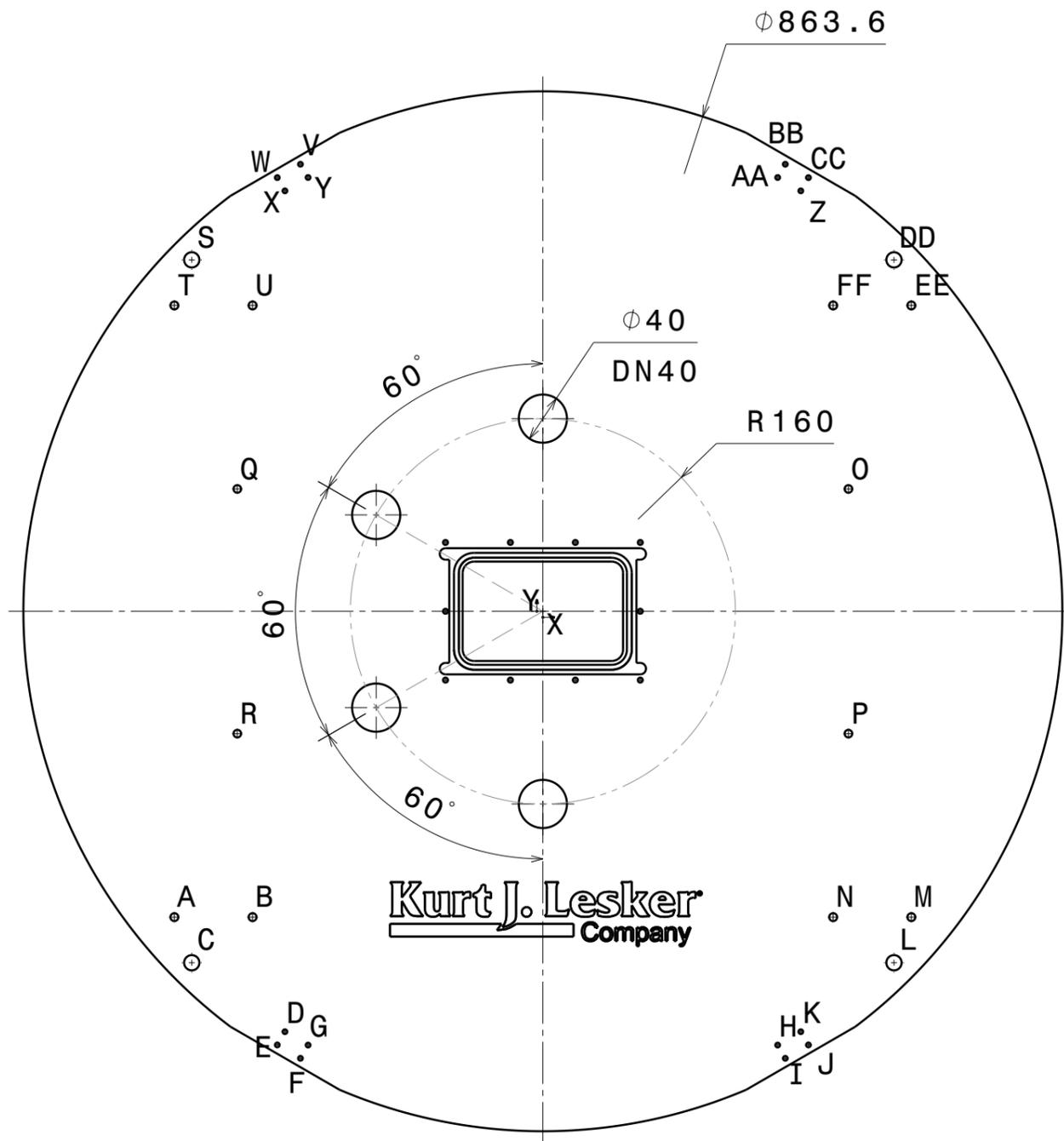
DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Vacuum Chamber Door Assembly		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:8	WEIGHT(kg) 60,83	SHEET 14/25	

H G B A

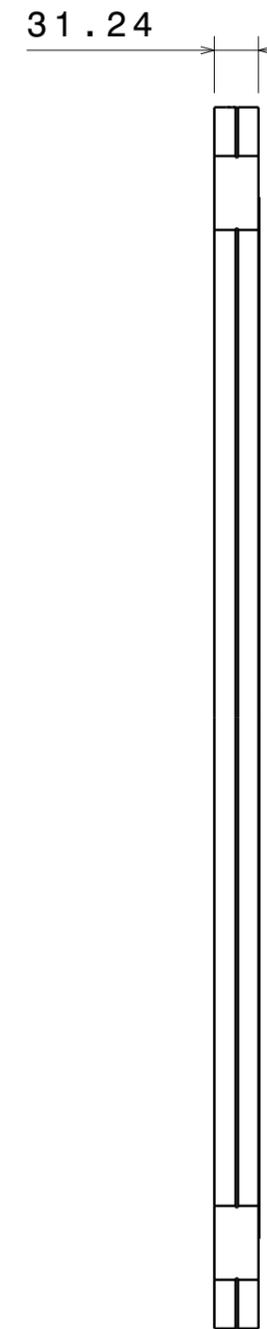
1

1

REF.	X	Y	Diameter
A	-306,3	-254	6,65
B	-241,3	-254	6,65
C	-291,86	-291,86	12,7
D	-214,41	-349,15	3,97
E	-220,76	-360,14	3,97
F	-201,51	-371,26	3,97
G	-195,16	-360,26	3,97
H	195,16	-360,26	3,97
I	201,51	-371,26	3,97
J	220,76	-360,14	3,97
K	214,41	-349,15	3,97
L	291,86	-291,86	12,7
M	306,3	-254	6,65
N	241,3	-254	6,65
O	254	101,6	6,41
P	254	-101,6	6,41
Q	-254	101,6	6,41
R	-254	-101,6	6,41
S	-291,86	291,86	12,7
T	-306,3	254	6,65
U	-241,3	254	6,65
V	-201,51	371,26	3,97
W	-220,76	360,14	3,97
X	-214,41	349,15	3,97
Y	-195,16	360,26	3,97
Z	214,41	349,15	3,97
AA	195,16	360,26	3,97
BB	201,51	371,26	3,97
CC	220,76	360,14	3,97
DD	291,86	291,86	12,7
EE	306,3	254	6,65
FF	241,3	254	6,65



Front view
Scale: 1:5



Right view
Scale: 1:5



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Door plate modifications	
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:5	WEIGHT(kg) 48,43	REV X
				SHEET	15/25	

H G F E D C B A

4

4

3

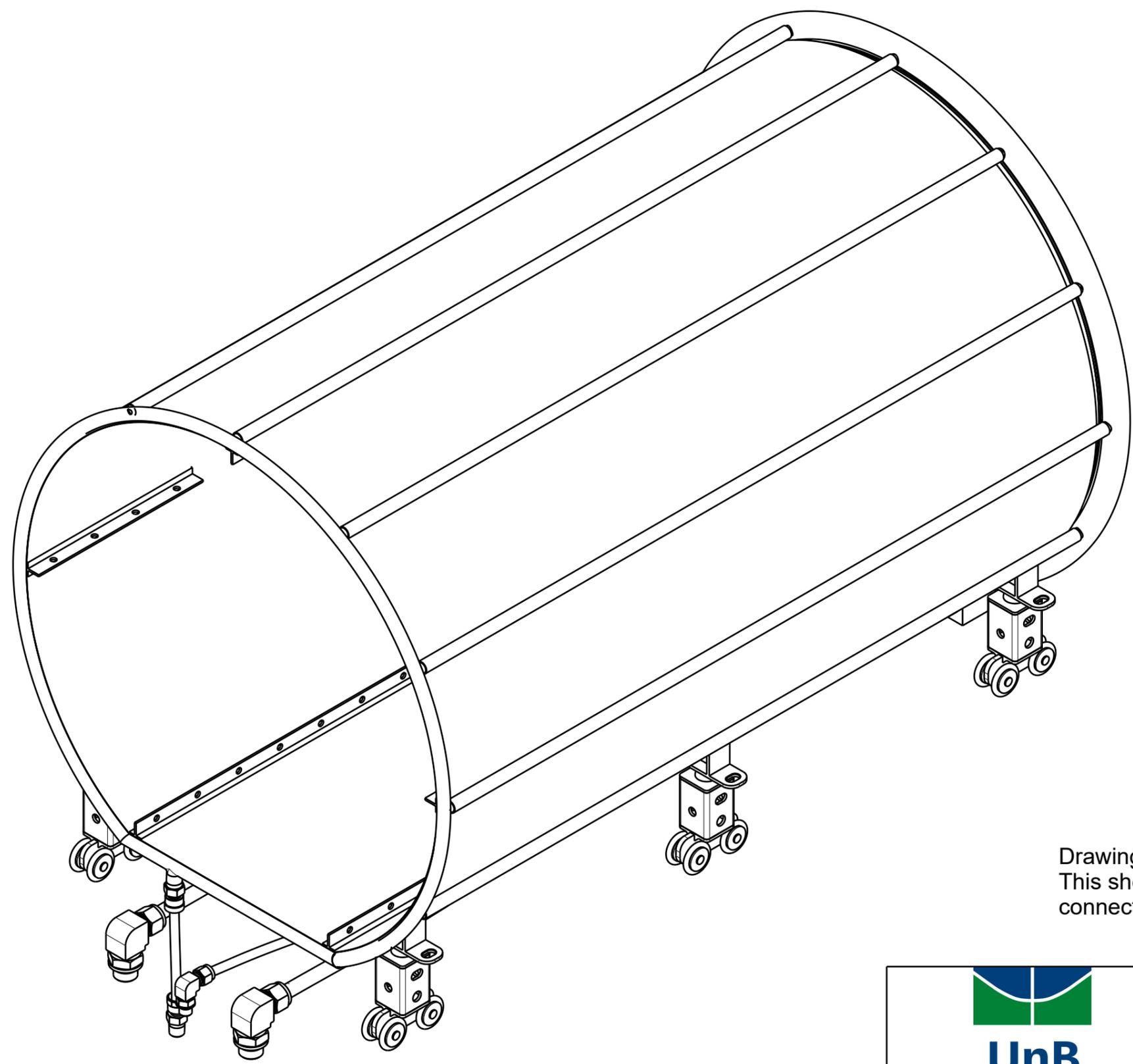
3

2

2

1

1



Drawing for context only.
 This sheet shows the thermal shroud general arrangement and connections with other components.

Isometric view
 Scale: 1:4



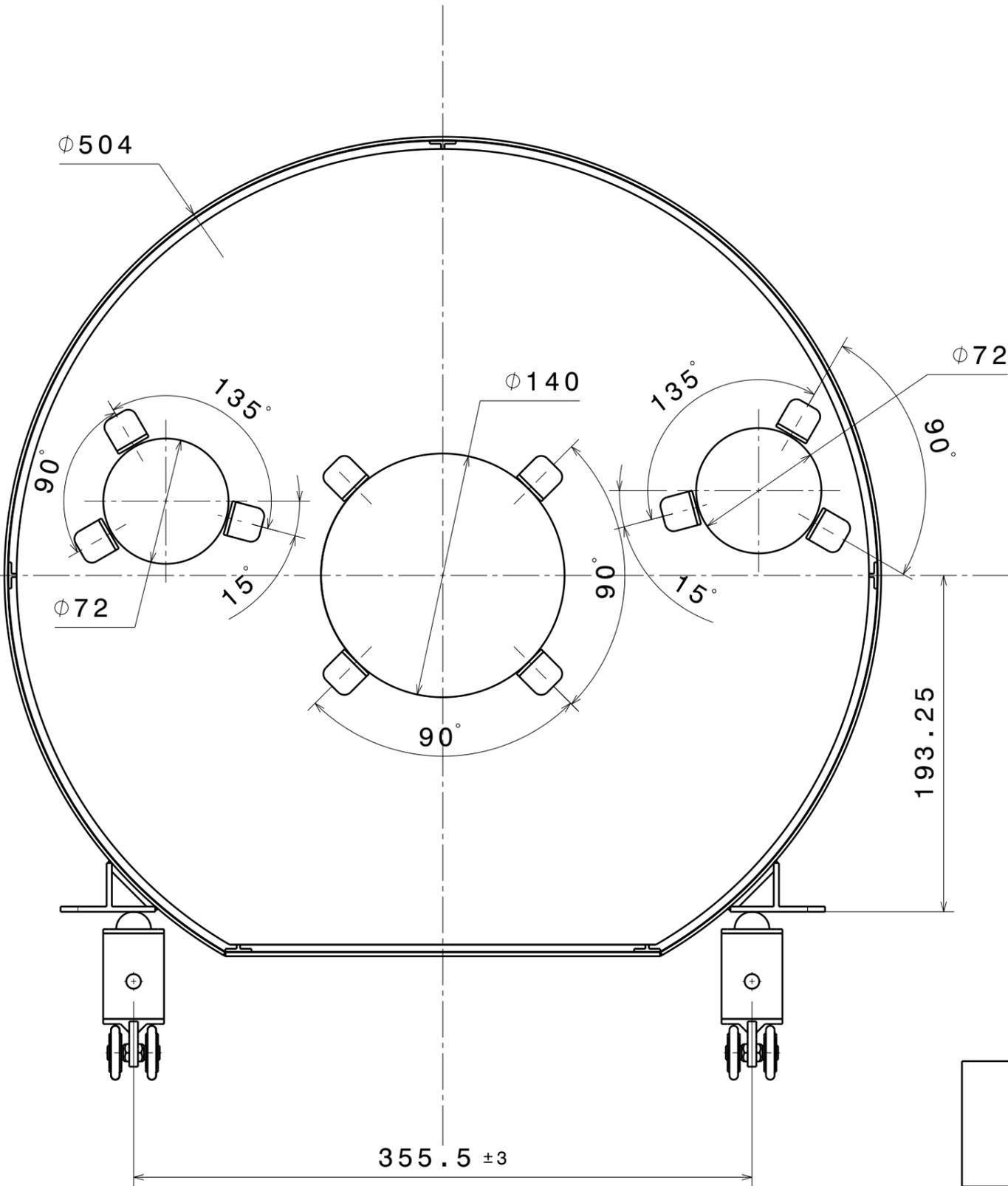
Universidade de Brasília
 Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Thermal Shroud Assembly		REV X
DESIGNED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:4	WEIGHT(kg) 81,00	SHEET 16/25	

H G B A

H G F E D C B A

4
3
2
1



Rear view
Scale: 1:3



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER Shroud 800x500 cut		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 81,75	SHEET 17/25	

H G B A

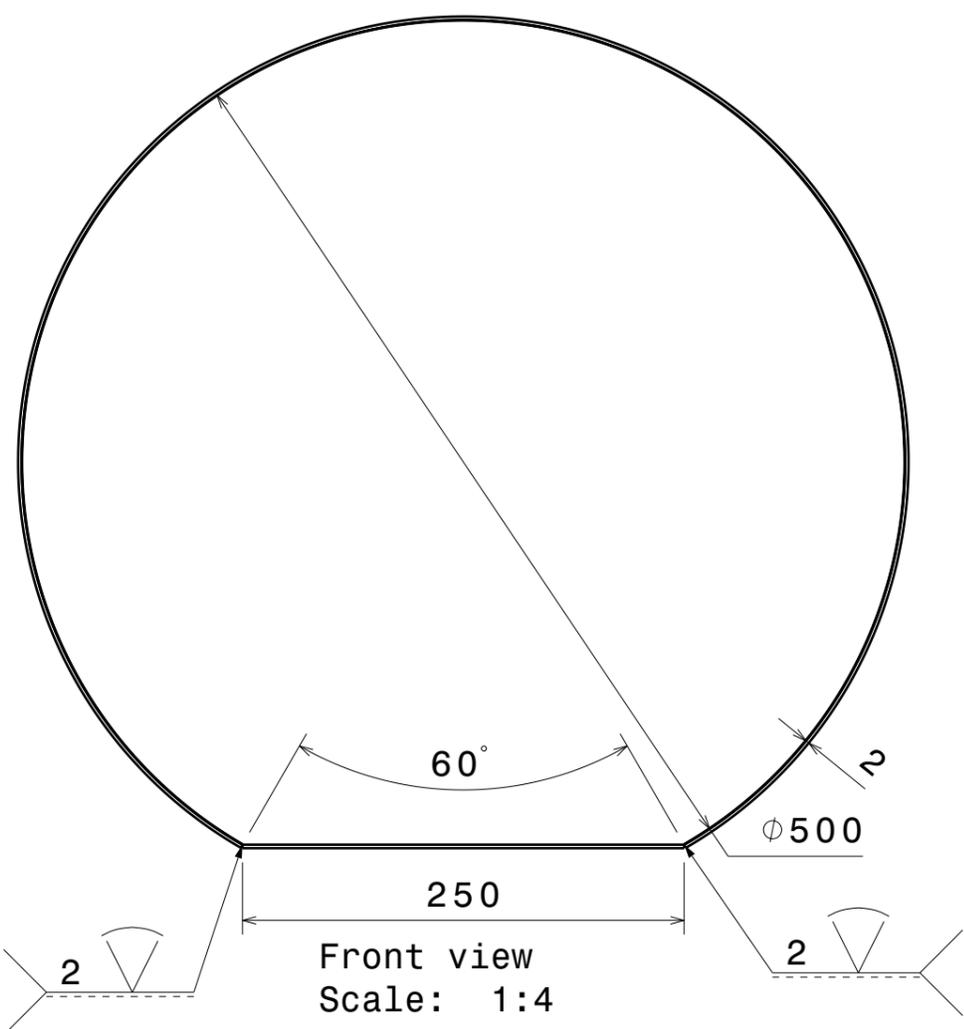
H G F E D C B A

4

3

2

1



800

470.24

Right view
Scale: 1:4



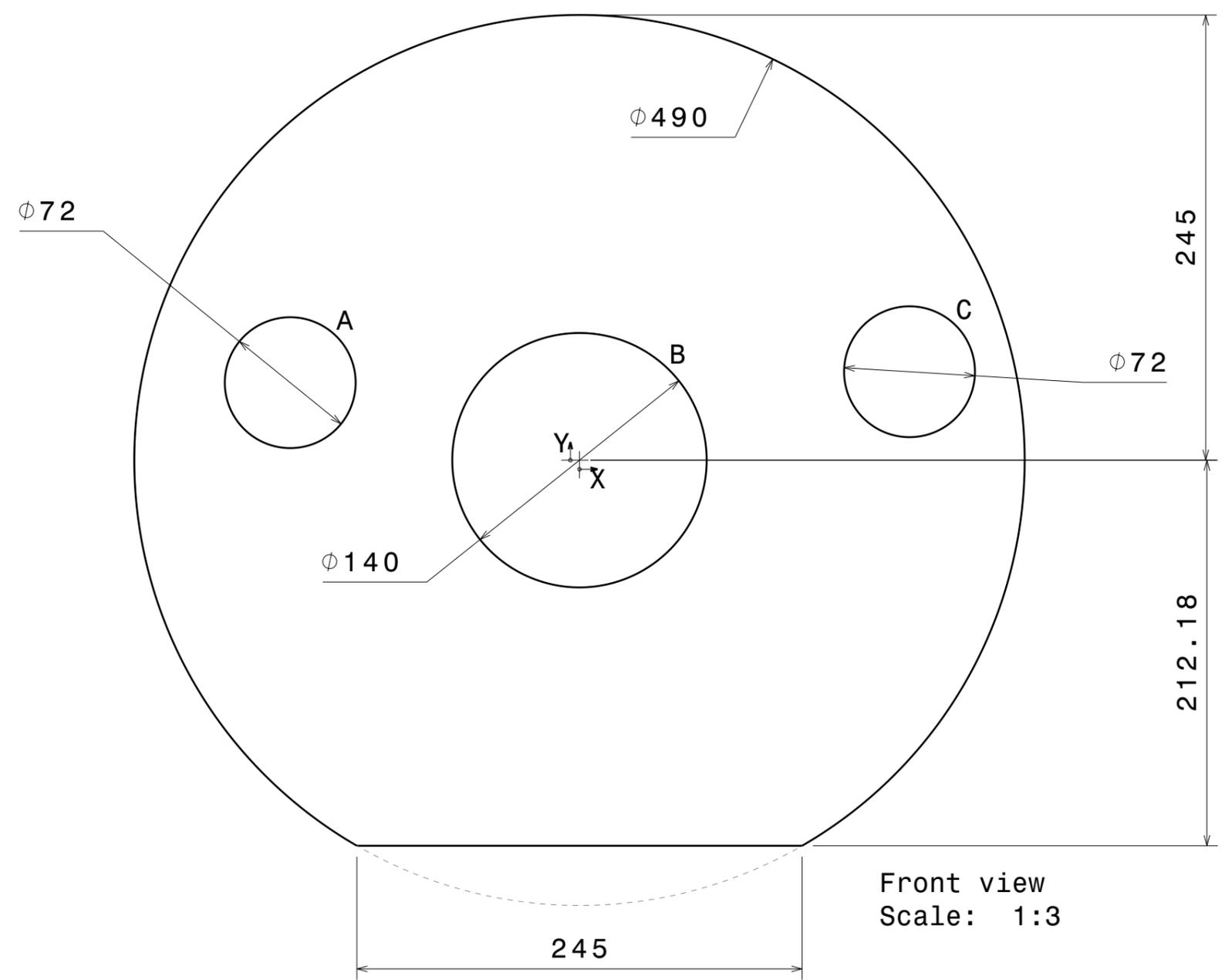
Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE XXX			
CHECKED BY XXX		DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Thermal Shrouds Panels		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx	SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 22,68	SHEET 18/25	

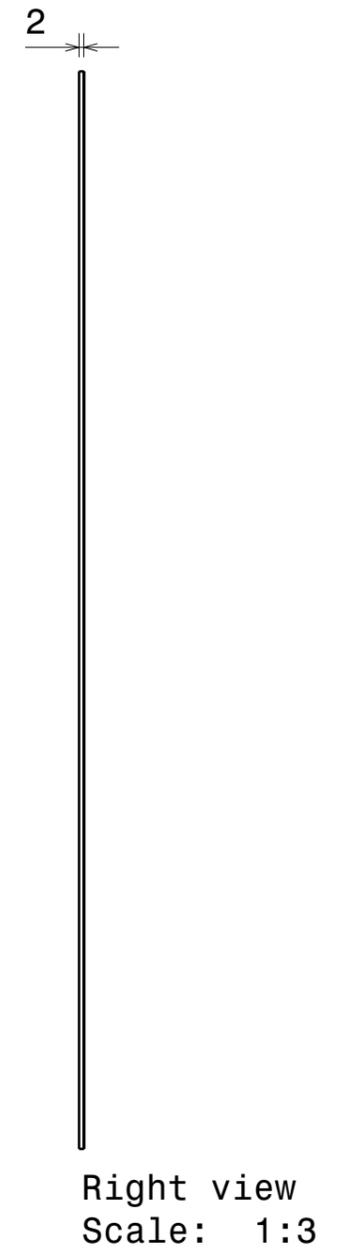
H G B A

H G F E D C B A

4
3
2
1



Front view
Scale: 1:3



Right view
Scale: 1:3

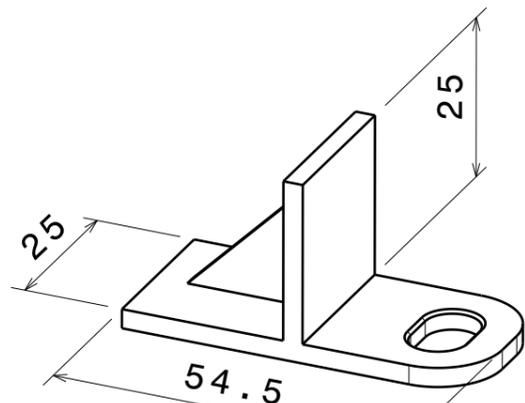
REF.	X	Y	Diameter
A	-159,18	42,65	72
B	0	0	140
C	181,63	48,67	72



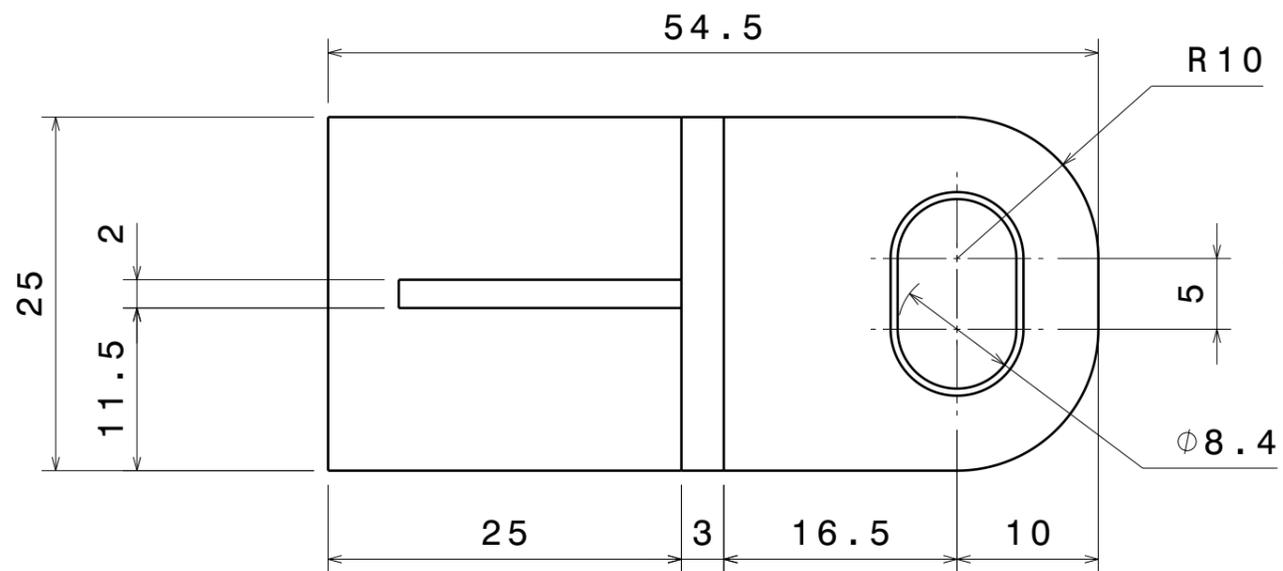
Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY XXX		DATE xxx		SIZE A3	DRAWING NUMBER LightPort		REV X
DESIGNED BY XXX		DATE xxx		SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 2,76	SHEET 19/25	

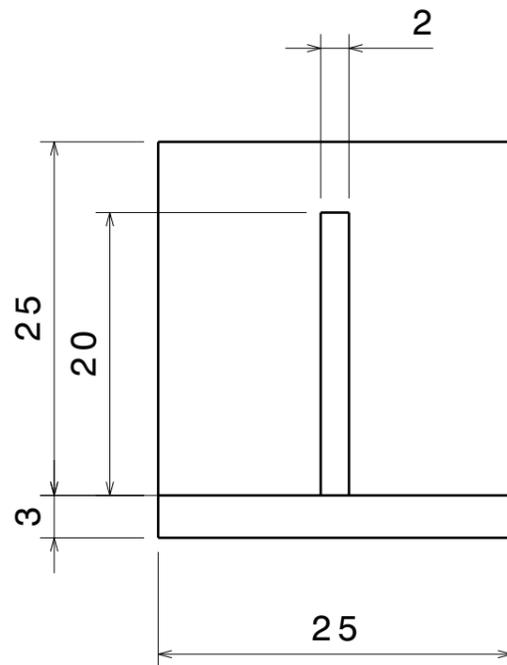
H G B A



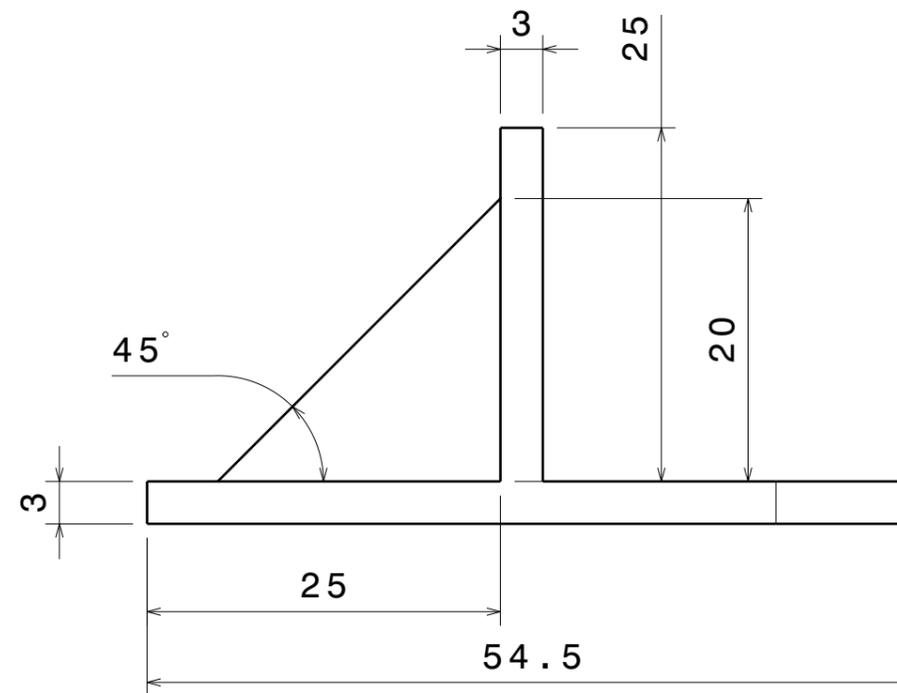
Isometric view
Scale: 1:1



Top view
Scale: 2:1



Left view
Scale: 2:1



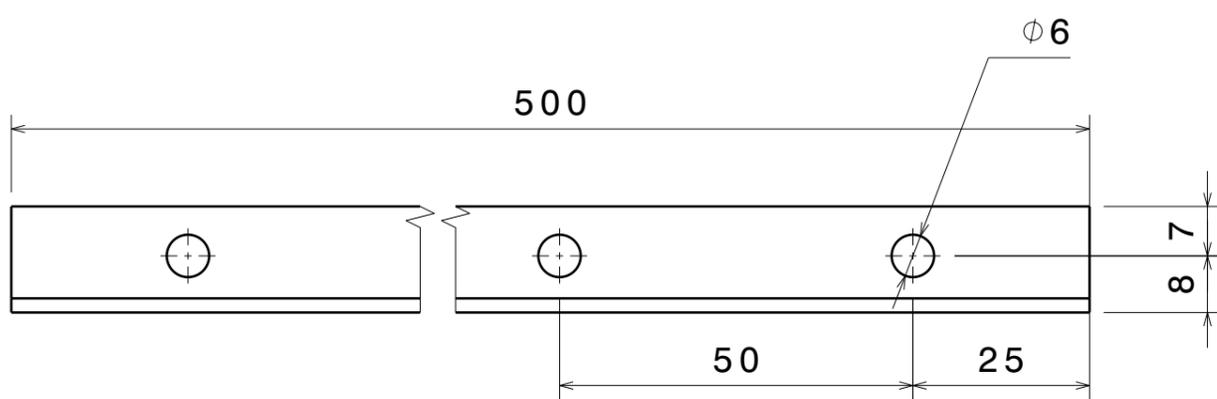
Front view
Scale: 2:1



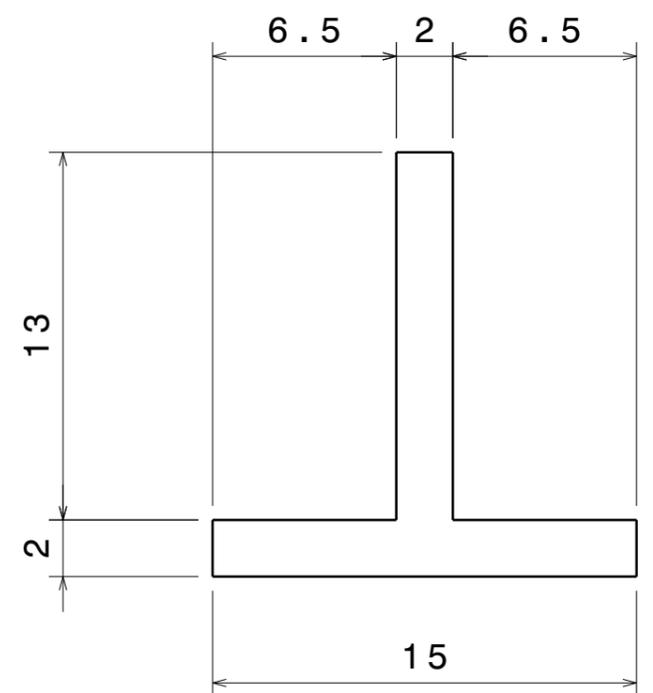
Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021
CHECKED BY XXX	DATE xxx
DESIGNED BY XXX	DATE xxx

DRAWING TITLE			
SIZE A3	DRAWING NUMBER Shroud Foot adapter		REV X
SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 0,05	SHEET 20/25	



Front view
Scale: 1:1



Right view
Scale: 4:1

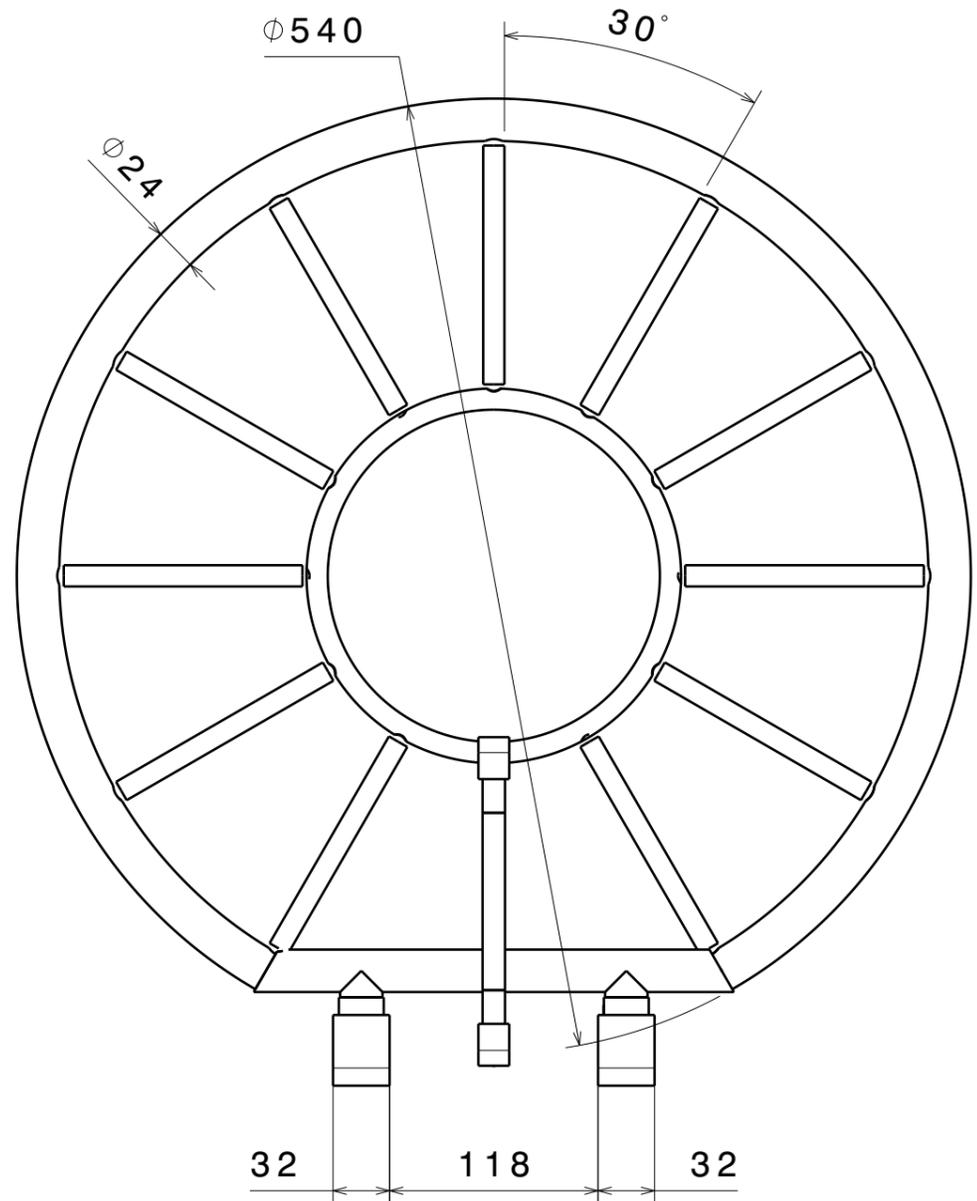
The track can be seen as a stack of 50mm sections, each with a single 6mm hole in its center. Stacking 10 section gives the 500mm track while stacking 4 sections gives the 200mm version.



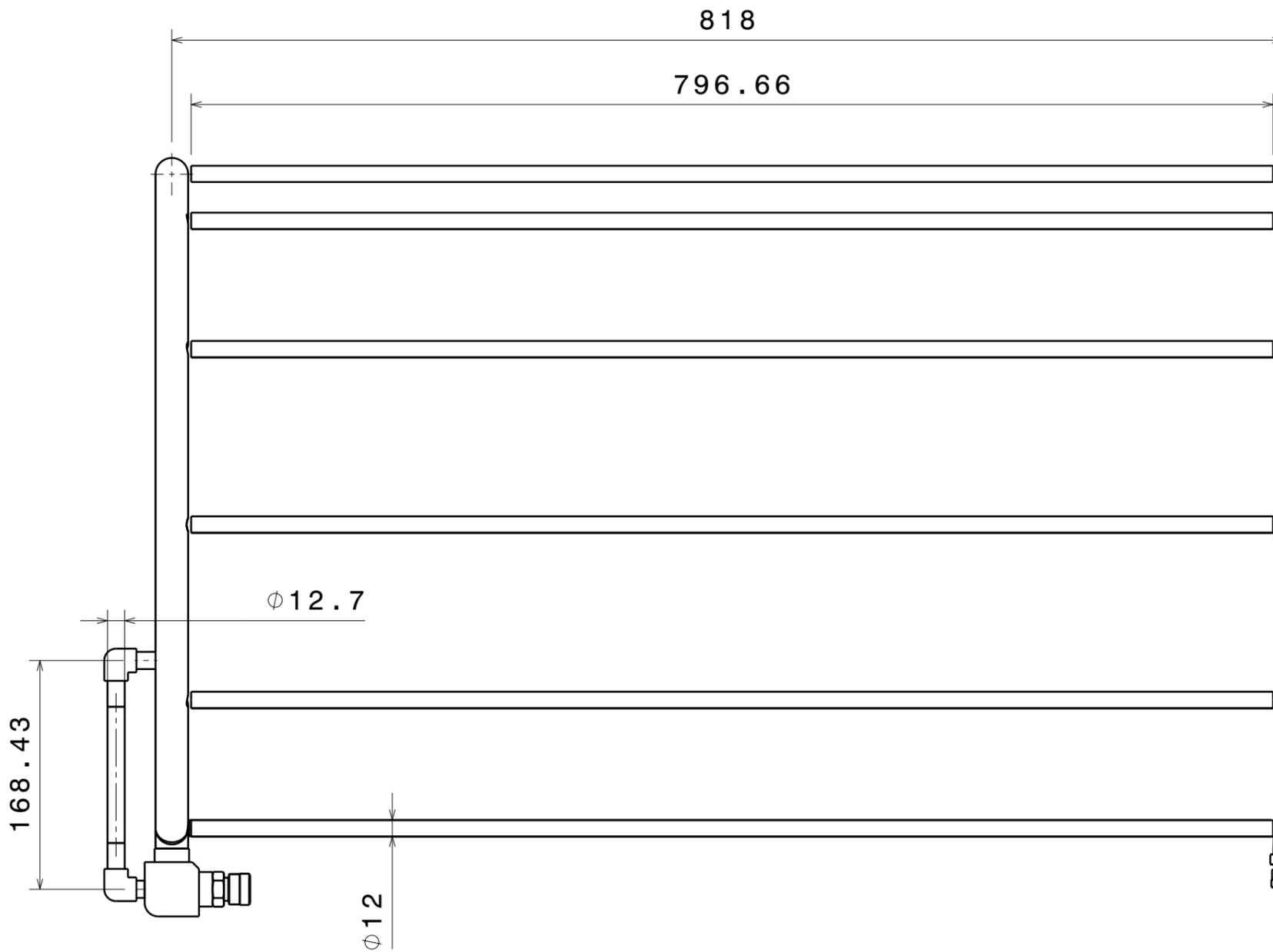
Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Rail500		REV X
DESIGNED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 0,22	SHEET 21/25	

H G F E D C B A



Front view
Scale: 1:4



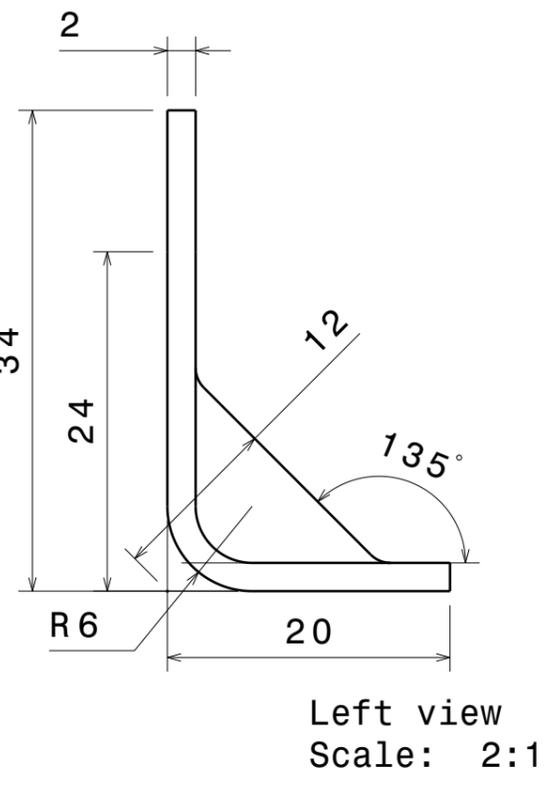
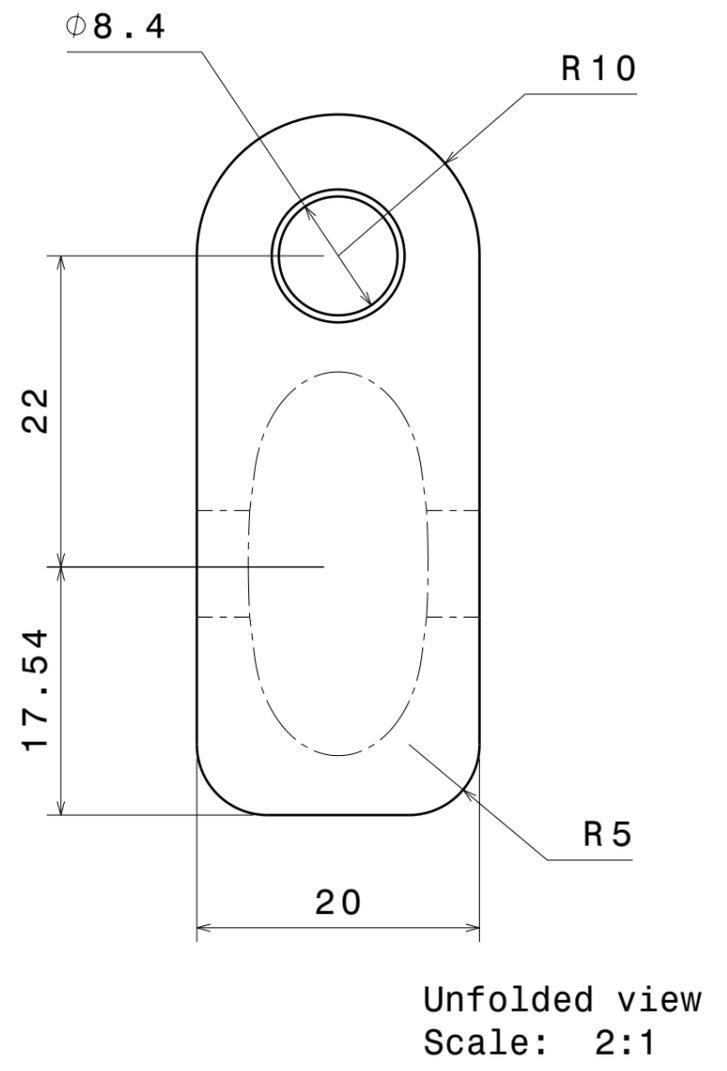
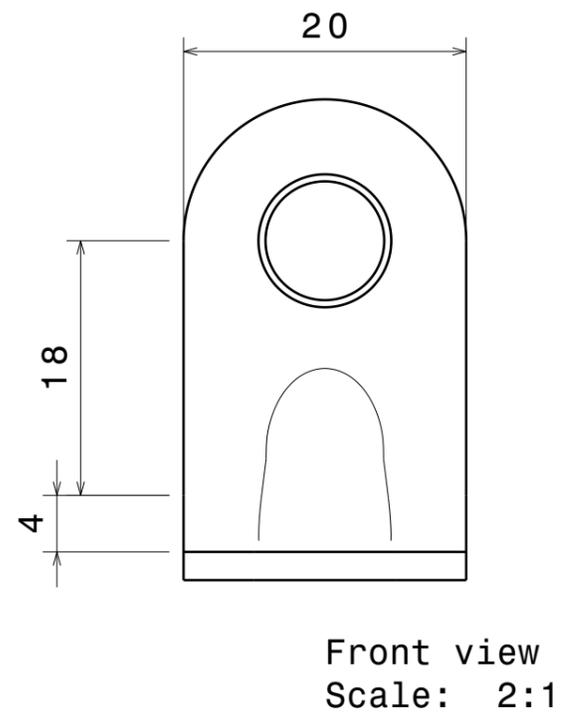
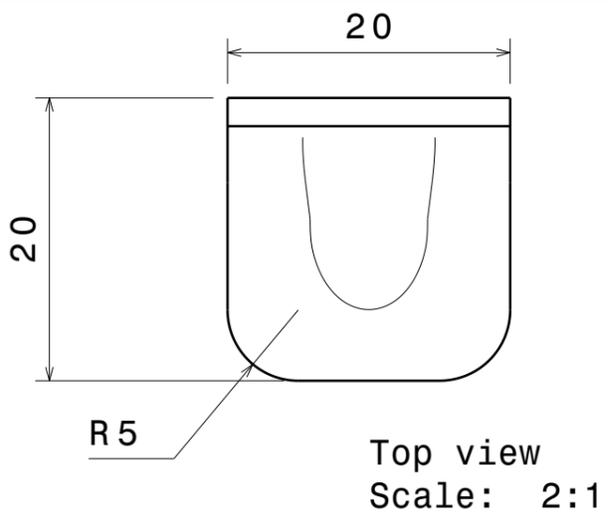
Right view
Scale: 1:4



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021	DRAWING TITLE		
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SIZE A3	DRAWING NUMBER Shroud Tubes		REV X
DESIGNED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 46,43	SHEET 22/25	

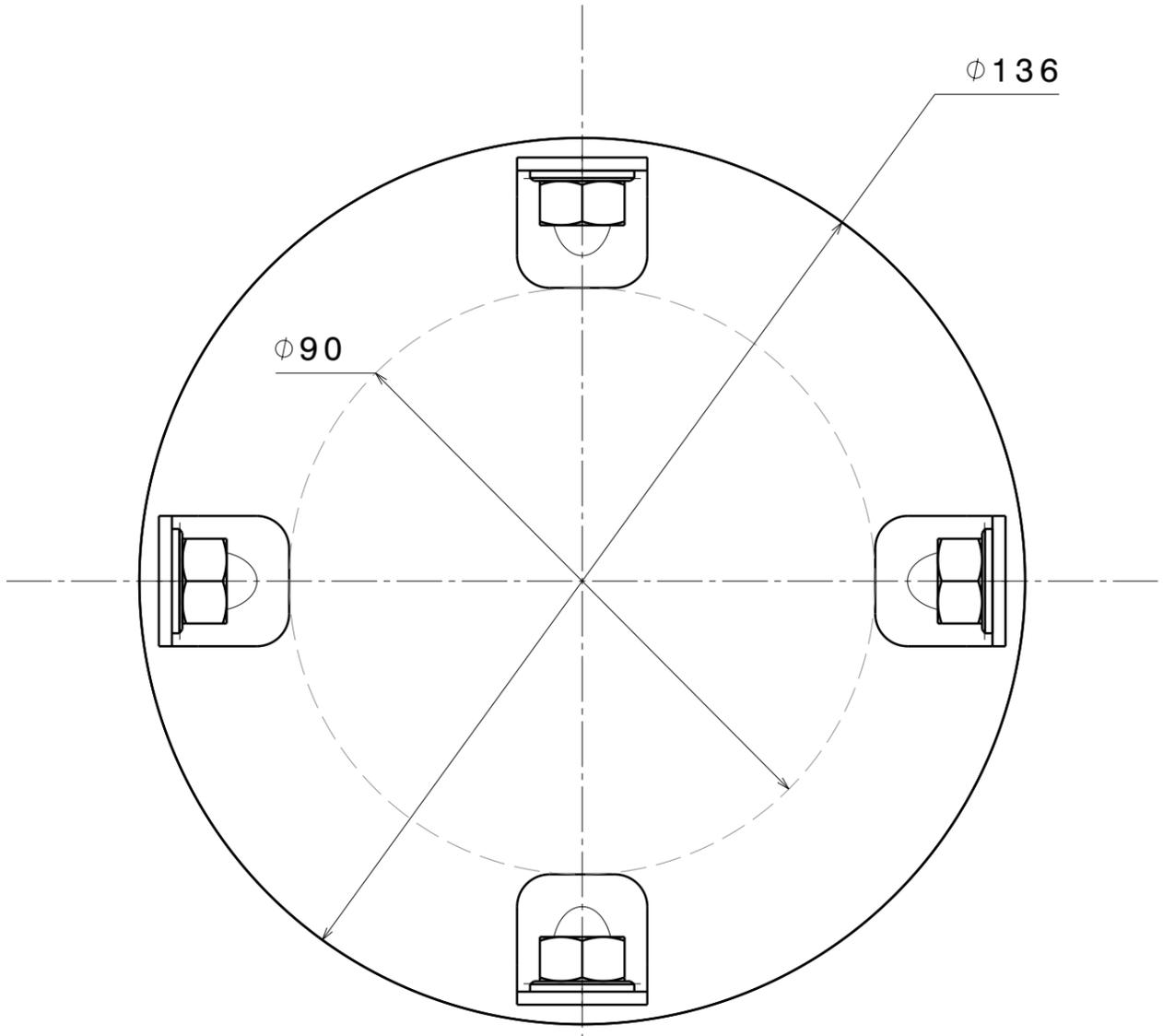
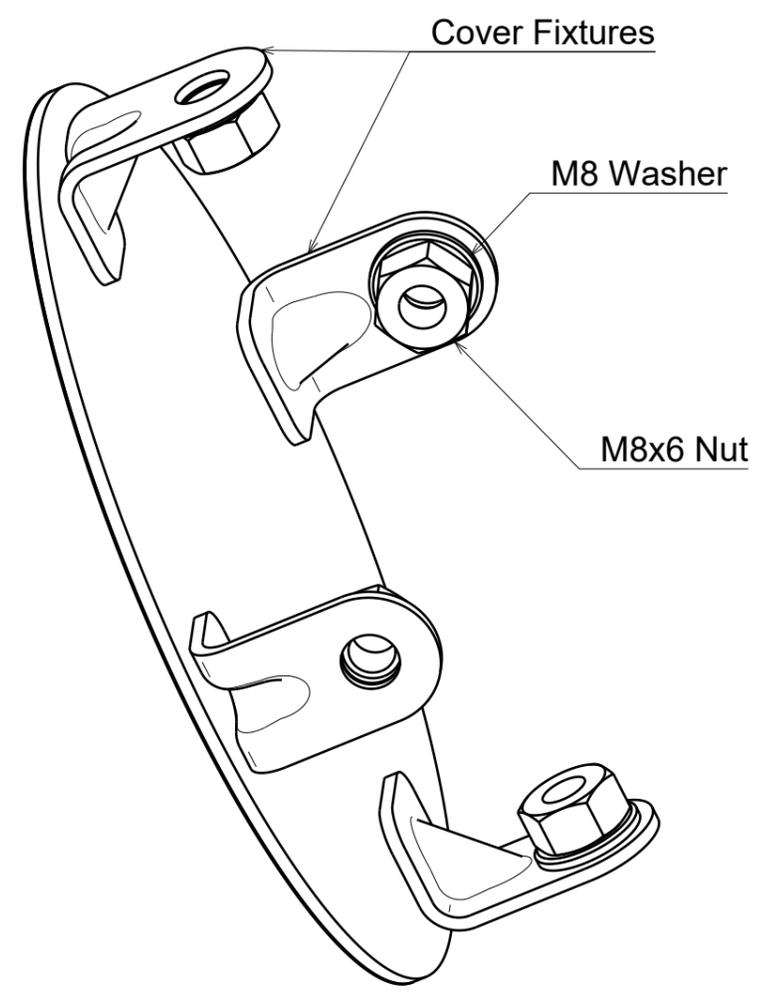
H G B A



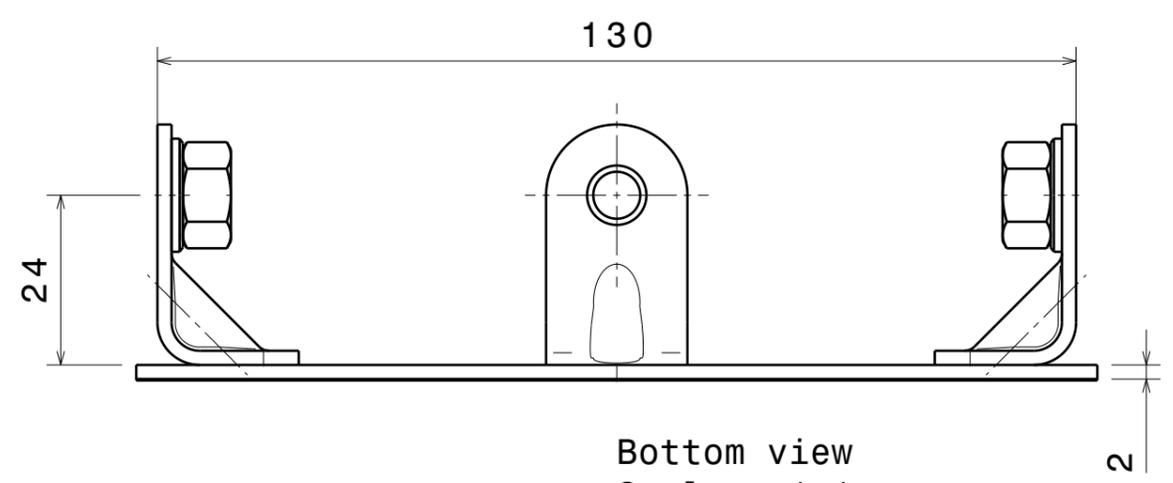
 UnB		Universidade de Brasília Faculdade Gama - FGA			
		DRAWING TITLE			
DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021	SIZE A3	DRAWING NUMBER Shroud Cover Fixture	REV X	
CHECKED BY XXX	DATE xxx	SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 0,01	SHEET 23/25	
DESIGNED BY XXX	DATE xxx				

H G F E D C B A

Isometric view
Scale: 1:1



Front view
Scale: 1:1



Bottom view
Scale: 1:1

Quantity	Part Number			
1	Lighport Cover.1			
4	Shroud_Cover_Fixture			
4	ISO WASHER 8x16			
4	NUT M8			

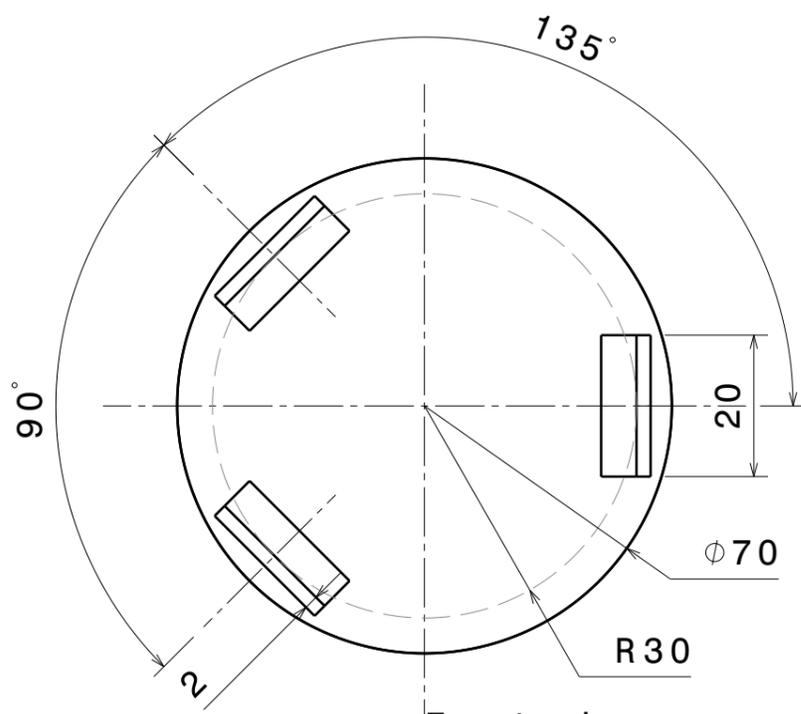


Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

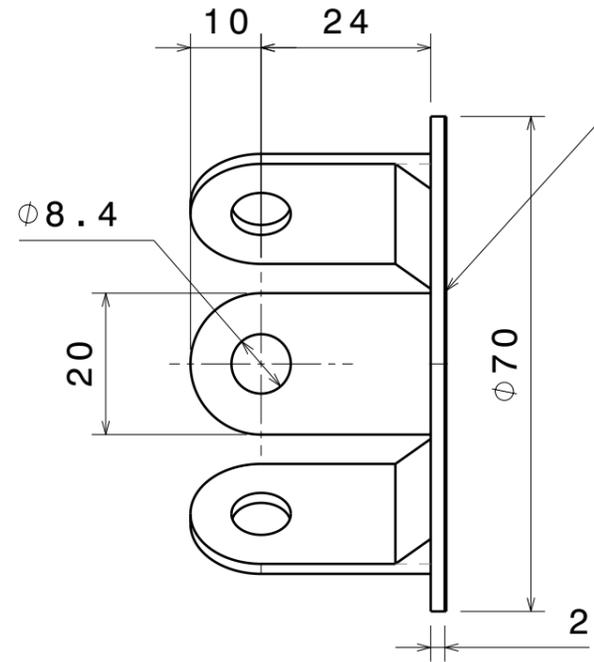
DRAWN BY Marcelo Silveira	DATE 06/04/2021
CHECKED BY XXX	DATE xxx
DESIGNED BY XXX	DATE xxx

DRAWING TITLE			
SIZE A3	DRAWING NUMBER Viewport Cover		REV X
SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 0,34	SHEET 24/25	

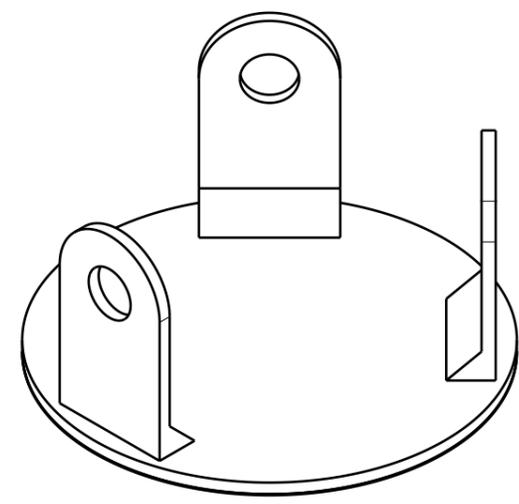
H G B A



Front view
Scale: 1:1

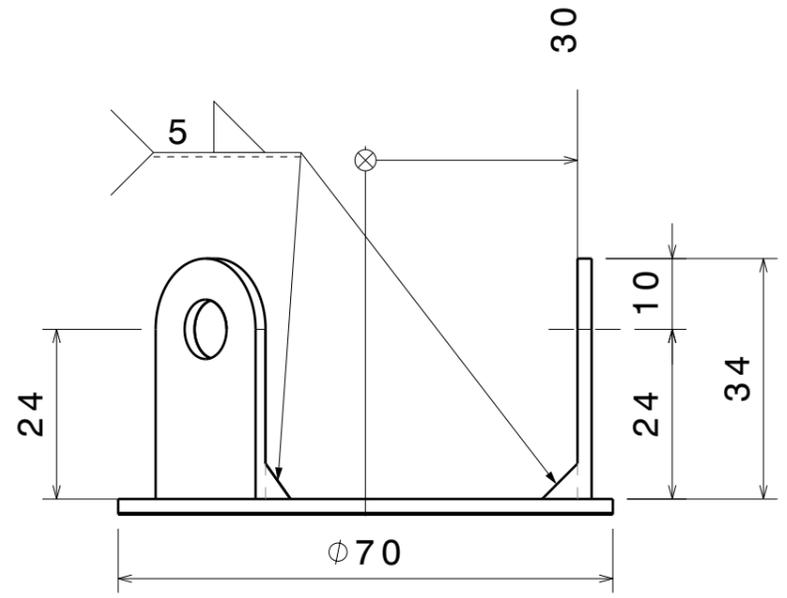


Right view
Scale: 1:1



Isometric view
Scale: 1:1

Low emissivity paint, uses the same material as the thermal chamber inner surfaces.



Bottom view
Scale: 1:1

Small removable cover for the secondary viewports. This component can be added if optical acces to the vacuum volume is not needed.



Universidade de Brasília
Faculdade Gama - FGA

DRAWN BY Marcelo Silveira		DATE 06/04/2021		DRAWING TITLE			
CHECKED BY Marcelo Silveira		DATE 13/05/2021		SIZE A3	DRAWING NUMBER Shroud Cover		REV X
DESIGNED BY Marcelo Silveira		DATE 13/05/2021		SCALE 1:6	WEIGHT(kg) 0,10	SHEET 25/25	