



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE ENERGIAS RENOVÁVEIS**

**LUCAS RIBEIRO DA COSTA**

**PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DE LABORATÓRIO DE TESTE DE MOTOGERADORES  
A BIOGÁS COM BASE EM NORMAS NACIONAIS E INTERNACIONAIS**

**FORTALEZA  
2017**

LUCAS RIBEIRO DA COSTA

PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DE LABORATÓRIO DE TESTE DE MOTOGERADORES A  
BIOGÁS COM BASE EM NORMAS NACIONAIS E INTERNACIONAIS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao  
Curso de Graduação em Engenharia de Energias  
Renováveis da Universidade Federal do Ceará,  
como requisito parcial à obtenção do título de  
Engenheiro em Energias Renováveis.

Orientador: Prof. Dr. William Magalhães  
Barcellos.

FORTALEZA

2017

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação  
Universidade Federal do Ceará  
Biblioteca Universitária  
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

---

C873p Costa, Lucas Ribeiro da.  
Projeto de implantação de laboratório de teste de motogeradores a biogás com base em normas nacionais e internacionais / Lucas Ribeiro da Costa. – 2017.  
127 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Curso de Engenharia de Energias Renováveis, Fortaleza, 2017.  
Orientação: Prof. Dr. William Magalhães Barcellos.

1. Biogás. 2. Motogerador. 3. Geração distribuída. I. Título.

CDD 621.042

---

LUCAS RIBEIRO DA COSTA

PROJETO DE IMPLANTAÇÃO DE LABORATÓRIO DE TESTE DE MOTOGERADORES A  
BIOGÁS COM BASE EM NORMAS NACIONAIS E INTERNACIONAIS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia de Energias Renováveis da Universidade Federal do Ceará, como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro em Energias Renováveis.

Aprovada em: \_\_\_/\_\_\_/\_\_\_\_\_.

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. William Magalhães Barcellos (Orientador)  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Raphael Amaral da Câmara  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Prof. Dr. Francisco Ison da Silva Júnior  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

---

Eng. M.Sc. Welkson Carneiro de Araújo  
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Aos meus pais, que sempre estiveram ao meu lado. Ao meu avô, que sempre foi uma referência pessoal. À Marina, que me acompanhou durante essa jornada. Aos meus familiares e amigos que me deram suporte e apoio.

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Dr. William Magalhães Barcellos, pela excelente orientação e ensinamentos que vão além do campo acadêmico.

Aos professores participantes da banca examinadora Francisco Ison da Silva Júnior e Raphael Amaral da Câmara pelo tempo, pelas valiosas colaborações e sugestões.

Aos colegas da turma de graduação, pelas reflexões, críticas e sugestões recebidas.

Aos demais professores do curso de graduação em Engenharia de Energias Renováveis da UFC que foram agentes fundamentais em meu desenvolvimento profissional.

## RESUMO

O uso de biogás como fonte renovável de energia já é uma realidade, sendo aplicado tanto em produção de calor como em plantas de geração e cogeração de energia elétrica. Nesse sentido, as contribuições técnicas direcionadas ao aumento da eficiência na geração de energia estão principalmente associadas ao desenvolvimento das tecnologias em termos de sistemas de propulsão. Aderente a essa premissa, este estudo tem por objetivo desenvolver uma instalação de testes dedicada à análise de eficiência de motogeradores de pequeno porte (potência menor que 75 kW) usando biogás como combustível principal, tomando como referência normas ABNT e internacionais (ISO, DIN, IEEE, etc.) regulamentadoras de avaliação de desempenho. Neste contexto, está inserida a previsão de instrumentos de precisão a serem empregados na bancada de teste, a fim de monitorar os principais parâmetros de funcionamento do motogerador. Esta instalação foi projetada de forma a garantir condições ideais de controle do processo de produção de energia elétrica e para permitir a simulação das diversas situações de operação habituais na indústria. Visando estabelecer elevado padrão de qualidade dos testes com base em normas de referência, condizentes com procedimentos de certificação de motogeradores, os aspectos de segurança foram considerados, como também, foram estudados e tratadas a infraestrutura predial para conseguir isolamento acústico adequado, isolamento térmico, atenuação de vibrações, além de sistemas de proteção elétrica contra surtos (picos de tensão e corrente elétrica). E, ainda, foi realizado estudo para prover condições de higiene e segurança do trabalho, de acordo com normas vigentes. Como resultado do trabalho desenvolvido, obteve-se um projeto de uma instalação de teste de motogeradores eficiente e controlada, capaz de ser operada segundo um critério de dosagem de carga gradativa e discreta, respeitando os tempos necessários à estabilização de corrente e tensão, como um primeiro estágio. E também foi projetada de forma que, em seguida, num segundo estágio, os controles operacionais da instalação permitam que a energia produzida seja injetada na própria rede elétrica da Universidade, automaticamente, para que, assim, seja promovida a mitigação de a demanda institucional de energia.

**Palavras-chave:** Biogás, motogerador, geração distribuída.

## ABSTRACT

The use of biogas as a renewable energy source is already a reality, being applied in both production of heat as in generation and cogeneration of electric energy facilities. In this sense, the technical contributions directed to the increase of the efficiency in energy generation are mainly associated to the development of technologies in terms of propulsion systems. Adhering to this premise, this study aims to develop a test facility dedicated to the efficiency analysis of small motor generators (power less than 75 kW) using biogas as the main fuel, taking as reference the ABNT and international (ISO, DIN, IEEE, etc.) regulatory standards for performance evaluation. In this context, it has inserted the specification of precision instruments to be used in the test bench, in order to monitor the main operating parameters of the motor generator. This installation was designed in order to guarantee optimal control conditions of electric power production process and to allow the simulation of the various usual operating situations in industry. Aiming to establish a high-quality standard of the tests based on reference standards, consistent with certification procedures for motor generators, the safety aspects were considered, as well as the building infrastructure which was studied and treated to achieve adequate acoustic insulation, thermal insulation, vibration attenuation, besides electrical protection systems against outbreaks (voltage peaks and electric current). And, a study was also carried out to provide conditions of hygiene and safety at work, in accordance with current norms. As result of the developed work, a project of an efficient and controlled test facility of motor generators was obtained, capable of being operated according to a graded and discrete load dosage criterion, respecting the necessary time for the stabilization of current and voltage, as a first stage. And it was also designed so that, in a second stage, the operational controls of the facility allow the energy produced to be injected into the University's own electricity grid, automatically, in order to reduce the university's energy consumption.

**Keywords:** Biogas, generator set, distributed generation.



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Quatro tempos de um motor tipo Otto .....	18
Figura 2 - Principais elementos de um MCI.....	20
Figura 3 - Corte transversal de um gerador síncrono simplificado .....	21
Figura 4 - Rotor com polos não-aparentes (a) e de polos aparentes (b) .....	22
Figura 5 - Diagrama de Sanquei para perdas no gerador .....	23
Figura 6 - Principais tipos de ventiladores centrífugos e axiais .....	29
Figura 7 - localização da sala de testes em geradores (maior escala).....	39
Figura 8 - localização da sala de testes em geradores (menor escala).....	40
Figura 9 - Planta baixa do bloco 711 do Campus do Pici.....	40
Figura 10 - Vista frontal da sala de testes em CAD.....	41
Figura 11 - Vista superior da sala de testes em CAD .....	42
Figura 12 - Vista lateral da sala de testes em CAD .....	42
Figura 13 - Desenho do atenuador de anteparas paralelas.....	57
Figura 14 - Atenuador de ruído de anteparas inclinadas .....	58
Figura 15 - Interface do software Kilma DZ .....	59
Figura 16 - Interface do software Kilma DZ com parâmetros de projeto .....	60
Figura 17 - Resultado dos cálculos efetuados por software .....	61
Figura 18 - Gráfico de atenuação de ruído para cada faixa de frequência .....	61
Figura 19 - Desenho em 3D do projeto de atenuador de ruído .....	62
Figura 20 - Vista superior do atenuador de anteparas paralelas .....	63
Figura 21 - Simulação do escoamento de ar no sistema de atenuação de ruído.....	63
Figura 22 - Difusor em desenho 3D .....	64
Figura 23 - Exemplo de porta acústica que deve ser usada na sala de testes .....	65
Figura 24 - Exemplo de base de inércia comercial.....	69
Figura 25 - Exemplo de amortecedor comercial .....	70
Figura 26 - Ilustração de montagem do grupo gerador com os amortecedores.....	70
Figura 27 - Ilustração de uma ligação em Y .....	76
Figura 28 - Diagrama Unifilar da ligação elétrica do banco de resistências .....	78
Figura 29 - Exemplo de banco de resistências projetado .....	78
Figura 30 - Sensor de pressão acoplado à vela de ignição do motor.....	80
Figura 31 - Detalhes construtivos do sensor de pressão.....	80
Figura 32 - Exemplo de termopar comercial para medições de temperatura .....	81
Figura 33 - Exemplo de transmissor de temperatura e umidade relativa do ar .....	83

Figura 34 – Diagrama de instrumentação e controle da sala de testes .....	85
Figura 35 - Representação do ângulo de manivela de um pistão em um MCI.....	86
Figura 36 - Diagrama P-V genérico de um motor Otto.....	88
Figura 37 - Decibelímetro BSWA 308 usado para as medições de ruído.....	94

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Trocas de ar recomendadas .....	27
Tabela 2 - Limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente .....	32
Tabela 3 - Estimativa do calor emitido pela tubulação de escape do grupo gerador .....	44
Tabela 4 - Dados de entrada para o cálculo da perda de carga na admissão de ar .....	49
Tabela 5 - Resultados dos cálculos de perda de carga para a admissão de ar .....	49
Tabela 6 - Coeficientes de perda de carga na tubulação de admissão .....	50
Tabela 7 - Dados de entrada para o cálculo da perda de carga na exaustão de ar .....	51
Tabela 8 - Resultados dos cálculos de perda de carga para a exaustão de ar .....	51
Tabela 9 - Coeficientes de perda de carga na tubulação de exaustão .....	52
Tabela 10 - NCA para ambientes externos, em dB (A) .....	54
Tabela 11 - Limites de sobretensão e subtensão em consumidores de Média Tensão .....	74
Tabela 12 - Limites de sobrefrequência e subfrequência (BT e MT) .....	74
Tabela 13 - Limites de emissões para MCI de máquinas .....	82
Tabela 14 - Resultados obtidos para as medições de ruído sem sistema de atenuação .....	95

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ACGIH	<i>American Conference of Governmental Industrial Hygienists</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CA	Corrente Alternada
CC	Corrente Contínua
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
EPI	Equipamento de Proteção Individual
GNV	Gás Natural Veicular
IEEE	<i>Institute of Electrical and Electronical Engineering</i>
ISO	<i>International Standardization Organization</i>
LACER	Laboratório de Combustão em Energias Renováveis
LDE	Laboratório Didático em Engenharia de Energias Renováveis
MCI	Motor de Combustão Interna
NIOSH	<i>National Institute for Occupational Safety and Health</i>
NPS	Nível de Pressão Sonora
NRR	<i>Noise Reduction Ratio</i>
NBR	Norma Brasileira Regulamentar
PCI	Poder Calorífico Inferior
PMI	Ponto Morto Inferior
PMS	Ponto Morto Superior
UFC	Universidade Federal do Ceará
VLE	Ventilação Local Exaustora
VGD	Ventilação Geral Diluidora

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	14
<b>2 OBJETIVOS</b> .....	16
<b>3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	17
<b>3.1 Princípios de Funcionamento de Motores de Combustão Interna de Ciclo Otto</b> ...	17
<b>3.2 Princípios de Funcionamento de Alternadores</b> .....	21
<b>3.3 Aspectos de Importância da Geração de Energia Distribuída</b> .....	24
<b>3.4 Sistema de ventilação industrial para a sala de testes de motogeradores</b> .....	26
<i>3.4.1 Definições e conceitos gerais</i> .....	26
<i>3.4.2 Principais tipos de ventilação</i> .....	28
<i>3.4.3 Componentes dos sistemas de ventilação</i> .....	28
<b>3.5 Sistema de atenuação de ruído</b> .....	30
<b>3.6 Sistema de atenuação de vibrações</b> .....	34
<b>4 METODOLOGIA</b> .....	37
<b>4.1 Projeto conceitual</b> .....	37
<i>4.1.1 Planta-baixa da sala e layout dos equipamentos</i> .....	38
<i>4.1.2 Projeto e instalação do sistema de ventilação da sala de testes</i> .....	43
<i>4.1.2.1 Determinação da vazão de ar</i> .....	43
<i>4.1.2.2 Considerações de mecânica dos fluidos</i> .....	46
<i>4.1.2.3 Sistema de filtragem do ar</i> .....	52
<i>4.1.3 Projeto e instalação do sistema de atenuação de ruído da sala de testes</i> .....	53
<i>4.1.3.1 Isolamento acústico das paredes do recinto de testes</i> .....	54
<i>4.1.3.2 Equipamentos de atenuação de ruído: atenuadores e portas acústicas</i> .....	56
<i>4.1.3.3 Equipamentos de proteção individual e tempo limite de exposição ao ruído</i> .....	66
<i>4.1.4 Projeto e instalação do sistema de isolamento de vibração do grupo gerador</i> .....	68
<i>4.1.4.1 Bases de inércia</i> .....	68
<i>4.1.4.2 Molas e amortecedores</i> .....	69
<i>4.1.4.3 Dimensionamento e escolha dos amortecedores</i> .....	71
<i>4.1.4.4 Demais acessórios de isolamento da vibração</i> .....	72
<i>4.1.5 Sistema de cargas elétricas discretas</i> .....	74
<i>4.1.6 Instrumentação do laboratório de testes e do motogerador</i> .....	79
<i>4.1.6.1 Instrumentação do motor de combustão interna e do gerador elétrico</i> .....	79
<i>4.1.6.2 Instrumentação da sala de testes</i> .....	83
<i>4.1.6.3 Sistemas de aquisição de dados e controle</i> .....	84

<i>4.1.7 Metodologia de cálculo dos parâmetros da combustão com base em medições da pressão no interior da câmara de combustão do MCI</i> .....	86
<i>4.1.7.1. Traçando o diagrama P-V</i> .....	87
<i>4.1.7.2. Cálculo da estequiometria da reação de combustão</i> .....	89
<i>4.1.7.3. Cálculo da potência mecânica no cilindro</i> .....	89
<i>4.1.7.4. Outras análises possíveis usando-se software de cálculos</i> .....	91
<b>4.2 PROJETO CONSTRUTIVO</b> .....	92
<b>5 RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	93
<b>6 CONCLUSÃO</b> .....	96
<b>REFERÊNCIAS</b> .....	98
<b>APÊNDICE I</b> .....	101
A.1 Desenhos técnicos dos equipamentos a serem construídos .....	101

## 1 INTRODUÇÃO

O uso industrial de biogás como uma alternativa energética aos combustíveis derivados do petróleo na produção de energia elétrica é uma realidade em diversos países, como é o caso da Alemanha que discute o uso do biogás desde o final do século XX (PROBIOGÁS, 2010). Desta forma, percebe-se a necessidade de investimentos econômicos e de pesquisa nesta área, visto que as propriedades físicas e químicas são altamente variáveis. Além disto, pode-se produzir o combustível a partir de diferentes tipos de biomassa, muitos deles encontrados em abundância nos grandes centros urbanos ou atividades agrícolas e agroindústrias, como é o caso da biomassa vinda de rejeitos alimentícios, esgoto sanitário e biomassa vegetal em geral (OLSSON E FALLDE, 2015).

Diferente do Gás Natural que apresenta uma composição química relativamente regular, a composição do biogás é variável (SPEIGHT, 2008) e isto traz impactos diretos na operação de motores e máquinas térmicas que operem com este biocombustível, além de causar possíveis danos aos componentes mecânicos devido à presença de gases como sulfeto de hidrogênio ( $H_2S$ ), dióxido de carbono ( $CO_2$ ) além dos siloxanos ( $[-Si(CH_3)_2O-]_x$ ).

Em princípio, há pouquíssimas instalações no Brasil capazes de testar grupo-geradores movidos a biogás, especialmente aqueles dedicados à Geração Distribuída. Mesmo os sistemas de geração a gás natural comercializados no país, geralmente aplicados a sistemas de cogeração, enfrentam dificuldades em encontrar laboratórios certificadores, que atendam os regulamentos da Agência Nacional do Petróleo (ANP) e do Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia, não só quanto ao desempenho dos “kits” de conversão (de motores a gasolina para GNV), mas também, quanto a qualidade da energia produzida pelo motogerador.

Por outro lado, o fato do biogás se apresentar como um combustível relativamente mais complexo que o gás natural, especialmente devido à sua composição irregular e pelos gases tóxicos acima mencionados (SPEIGHT, 2008), torna-se mais difícil encontrar um laboratório confiável e devidamente equipado para realizar avaliações do motogeradores, sob um caráter técnico rigoroso a luz de normas pertinentes, tais como as normas ABNT, ISO, DIN, etc.

De fato, há no país várias instalações industriais em aterros sanitários dedicadas à geração de energia com grupos geradores constituídos de motores de combustão interna de ciclo Otto a biogás (ANNEL, 2017), entretanto, sem estudos precedentes quanto aos efeitos do biogás sobre os componentes do motor e sobre a instalação como um todo, o que tem resultado em custos significativamente altos de manutenção corretiva, com troca de elementos mecânicos internos do motor de combustão, tais como: pistões, anéis de segmento, válvulas de

admissão/escape, etc.. Objetivamente, a grande maioria dos estudos, que têm sido disponibilizados na literatura, a respeito do funcionamento de motores de combustão interna a biogás trata basicamente da análise de eficiência correlacionada à concentração do CO<sub>2</sub>. A concentração elevada desse “gás inerte” não só altera as emissões de gases poluentes, a exemplo do monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO<sub>x</sub>) e hidrocarbonetos não queimados (HC), modifica o desempenho dos motores a ponto de ocorrer instabilidades na operação pelas falhas de combustão, com possibilidade de apagamento da frente de chama na câmara de combustão (OLSSON E FALLDE, 2015). Entretanto, não há fartos estudos sobre a influência do sulfeto de hidrogênio e muito menos dos siloxanos sobre a durabilidade do motor e sobre o seu desempenho como um todo.

Quanto à qualidade da energia produzida, sabe-se que esses gases componentes do biogás poder resultar em variações na estabilidade e flutuações da energia produzida, além da possibilidade de “blackout” do sistema de geração, que está sendo previsto para operar na condição de “standby”. Entretanto, há também dificuldade em se encontrar laboratórios de estudo da geração quanto a qualidade da energia exclusivamente quanto a eficiência do alternador, quanto ao fator de potência e quanto as tolerâncias de frequência e tensão de geração.

Por essa razão, decidiu-se pela implantação de um laboratório constituído de uma instalação de pesquisa capaz de testar o funcionamento de grupos geradores operando com biogás, enquanto combustível principal. Neste contexto, os ensaios foram previstos de forma que a concepção de tal instalação respeitasse certos padrões de projeto, com base em normas e regulamentos nacionais e internacionais aplicáveis. A partir da criação dessa infraestrutura laboratorial, o Laboratório de Combustão e Energias Renováveis (LACER) estará apto a estudar o comportamento de motores de combustão interna acoplados a alternadores elétricos, para propor inovações direcionadas ao projeto construtivo dos equipamentos, buscando aferir ganhos de rendimento e confiabilidade na produção de energia elétrica.

Enquanto benefício institucional, essa instalação poderá permitir a injeção da energia elétrica produzida na rede da Universidade, buscando mitigar a demanda energética do Centro de Tecnologia da Universidade, localizado no Campus do Píci. Essa iniciativa vai ao encontro da política de utilização do biogás para produção de energia elétrica enquadrado no Sistema de microgeração distribuída recentemente regulamentado no Brasil (ANEEL, 2012). Este tipo de solução se mostra como uma alternativa às grandes centrais hidrelétricas e termoelétricas, no sentido de implementar o desenvolvimento autossustentável, gerando energia elétrica a baixo custo para populações em regiões isoladas do país.



## 2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo principal projetar uma instalação capaz de testar e dar condições necessárias para certificar motogeradores de pequeno porte (potência < 75 kW) usando instrumentos precisos para monitoramento e controle, seguindo normas aplicáveis em âmbitos nacional e internacional. Ainda como escopo desse objetivo principal, o projeto desenvolvido tem como propósito enfatizar a questão da geração distribuída de energia usando o biogás como combustível, no sentido de chamar atenção para o uso deste combustível ainda restringido em termos de aplicações industriais.

Quanto aos objetivos específicos, destacam-se:

- Elaboração de um projeto sobre as intervenções civis a serem feitas a fim de que o laboratório de testes permita estabelecer condições de teste de acordo com padrões aplicáveis;
- Dimensionamento de um sistema de ventilação industrial compatível com a necessidade operacional, a fim de manter os níveis de temperatura na sala de testes;
- Elaboração de um projeto de sistema de atenuação de ruído, de forma a não prejudicar as atividades acadêmicas das salas, prédios e auditório, circunvizinhos a sala de teste;
- Especificação de amortecedores de vibração capazes de atenuar significativamente as vibrações geradas pelo MCI e o alternador;
- Especificação de instrumentos apropriados à realização dos testes do motogerador, respeitando padrões estabelecidos em normas, a exemplo das normas ISO e DIN;
- Elaboração de uma metodologia de cálculos a ser aplicada no tratamento dos dados de operação a serem obtidos do MCI do motogerador, especificamente quanto aos valores de pressão na câmara de combustão, mediante instalação de sensor de pressão piezo-resistivo no cabeçote do motor.

### 3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 3.1 Princípios de Funcionamento de Motores de Combustão Interna de Ciclo Otto

O propósito dos motores de combustão interna é de produzir potência mecânica através da energia química contida no combustível. Para tal, o motor conta com toda uma estrutura que foi otimizada ao longo dos anos de forma que o máximo da energia química do combustível seja aproveitada. Mesmo que os MCI sejam máquinas do século XIX eles continuam sendo usados e estudados nos tempos modernos devido à sua ampla aplicabilidade (HEYWOOD, 1988).

De forma geral, os MCI podem ser divididos em dois grandes grupos segundo seu mecanismo de combustão: motores a combustão por centelhamento, também conhecidos como motores Otto, e os motores a combustão por compressão, também conhecidos como motores Diesel. Enquanto o primeiro necessita de uma fonte de calor para dar início ao processo de combustão (energia cedida pela vela de ignição), o segundo inicia seu processo de queima do combustível através da alta pressão no interior da câmara de combustão (BRUNETTI, 2012).

Este trabalho teve um foco especial nos motores do tipo Otto, por sua aplicação em motogeradores de pequeno porte e pela sua facilidade em ser adaptado para operação com outros combustíveis, além daquele designado pelo fabricante, tais como Gás Natural Veicular (GNV) e o Biogás.

Além da classificação de acordo com o mecanismo de combustão, os motores ainda podem ser classificados de acordo com o ciclo termomecânico que é empregado para a geração de potência. Os motores ditos de quatro tempos realizam um ciclo teórico dividido em quatro processos específicos que se repetem durante seu período de funcionamento (HEYWOOD, 1988):

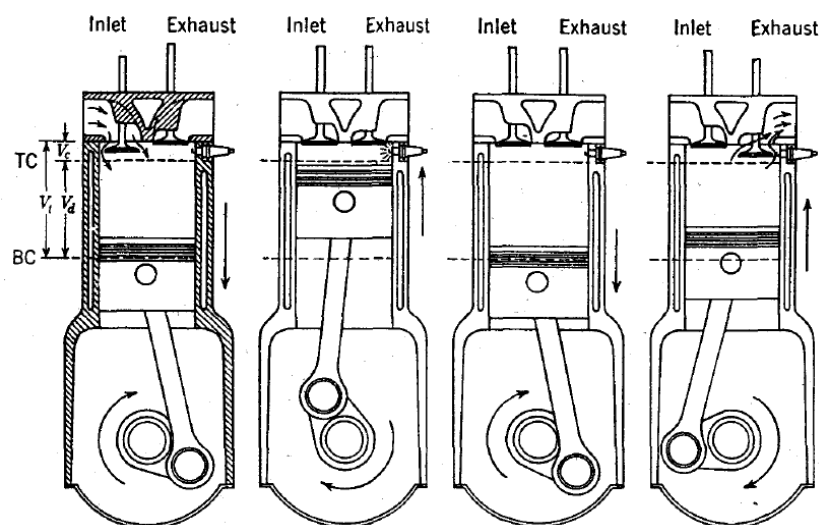
- a) O primeiro tempo é o de admissão onde a mistura ar-combustível é admitida pela câmara de combustão. Durante este processo, a válvula de admissão se abre e o pistão do motor (parte móvel ligada ao eixo de manivelas) realiza movimento descendente em direção à parte inferior da câmara de combustão o que causa uma força de sucção no interior da câmara permitindo que a mistura ar-combustível preencha todo o espaço dentro do cilindro.
- b) Após a admissão, vem o tempo de compressão onde todas as válvulas se mantêm fechadas e o pistão começa um movimento ascendente em direção ao topo da câmara de combustão. Esse movimento comprime a mistura ar-combustível em um volume extremamente limitado aumentando consideravelmente a pressão dos gases. Nesse momento, a vela de ignição lança

uma centelha elétrica no interior da câmara e dá início à combustão.

- c) Com a combustão, uma grande quantidade de energia é liberada no interior da câmara empurrando o pistão mais uma vez em direção descendente. Este “tempo” (período de deslocamento) é também chamado de “tempo motor”, pois é nele que a energia química do combustível se transforma em energia mecânica pelo aumento de pressão na câmara movendo o pistão para produzir trabalho útil, o qual por sua vez a transfere ao eixo de manivela do motor sob a forma de torque.
- d) Por fim, o pistão começa um movimento de subida comprimindo os gases resultantes do processo de combustão. Neste momento, a válvula de escapamento se abre deixando que os gases de exaustão sejam expulsos da câmara de combustão para que o ciclo tenha início novamente.

Os motores convencionais são constituídos de vários cilindros, de forma que, em cada período de  $180^\circ$  de giro do eixo de manivela, pelo menos um dos cilindros estará no seu tempo motor dentro de um ciclo, sendo que o balanço energético do motor é sempre positivo, pois caso contrário o motor cessaria seu movimento. De maneira geral, pode-se encontrar motores com três, quatro, seis ou oito cilindros e, em aplicações mais robustas, quantidades ainda maiores. A Figura 1 apresenta os quatro tempos de um motor tipo Otto. Vale ressaltar que o funcionamento de um motor tipo Diesel quatro tempos é bastante semelhante, com pequenas modificações no mecanismo da combustão, especialmente quanto a substituição da vela por um bico injetor.

Figura 1 - Quatro tempos de um motor tipo Otto



Fonte: Heywood (1988), página 10.

Além dos motores de quatro tempos, existem ainda aqueles que operam em apenas dois tempos. Nestes casos, a compressão e combustão ocorrendo no primeiro momento e depois a exaustão e admissão ocorrendo simultaneamente na câmara de combustão. Esses motores apresentam diversas limitações de rendimento e níveis mais elevados de poluição e por este motivo são menos difundidos do que os motores de quatro tempos (BRUNETTI, 2012).

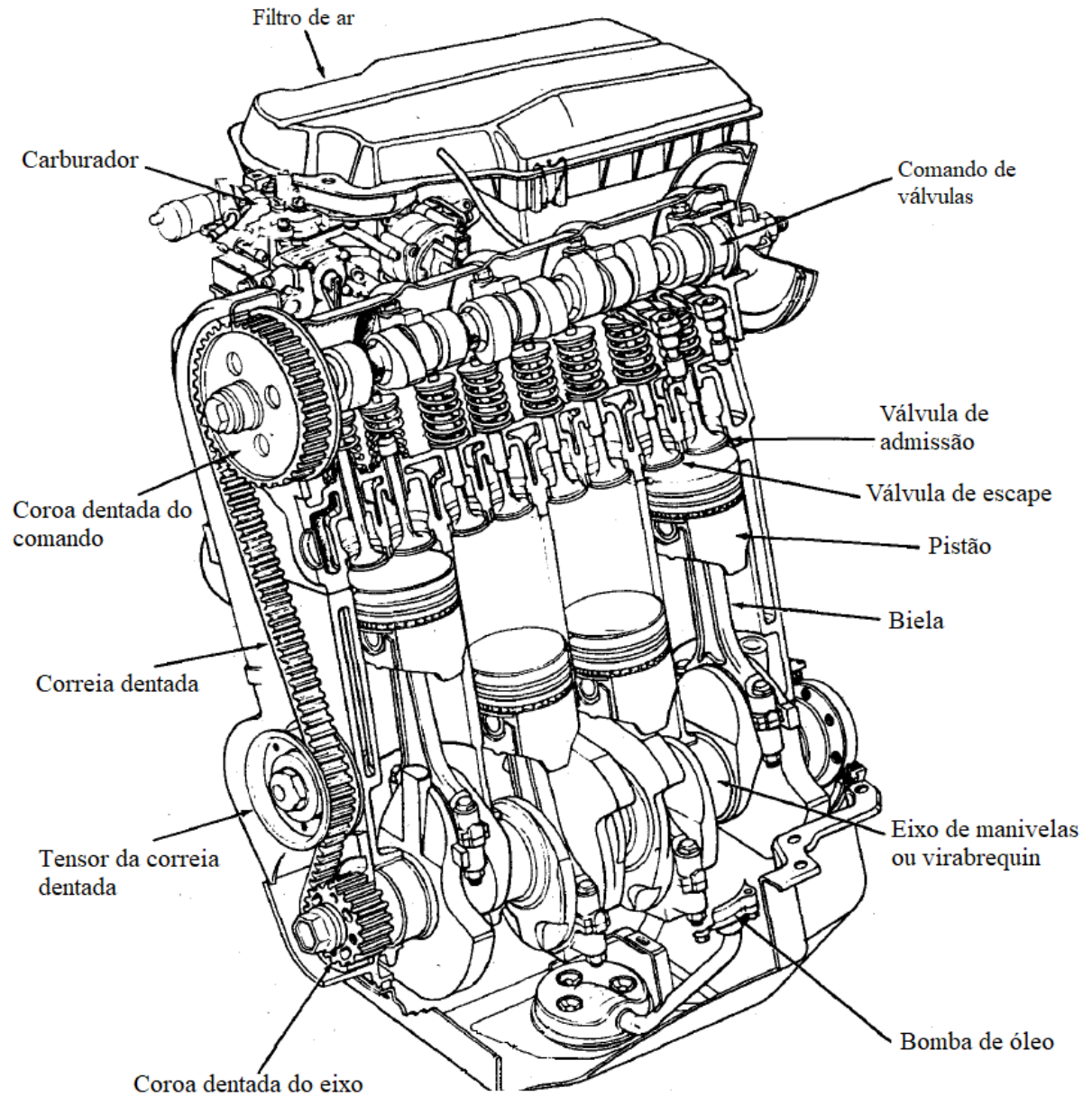
Como dito anteriormente, apenas durante a expansão que ocorre uma transferência de energia química do combustível para o pistão na forma de energia cinética. O pistão por sua vez, é ligado a uma biela que se liga ao eixo de manivelas. Este eixo apresenta geometria particular e está ligado a todos os outros pistões do motor. O eixo é o responsável por receber a energia cinética dos pistões e transformá-la em potência mecânica útil. Essa potência pode ser usada, por exemplo, para gerar energia elétrica através da movimentação do eixo de um alternador.

Além dos pistões, bielas e do eixo de manivelas, os MCI apresentam outros componentes mecânicos e elétricos indispensáveis para seu funcionamento. De maneira geral, pode-se dividir um MCI em bloco, cabeçote e cárter. O bloco do motor é onde estão situados os cilindros e onde ocorre grande parte da combustão. O cabeçote é responsável por abrigar os mecanismos de acionamento das válvulas de admissão e escape do motor além de servirem para abrigar as velas de ignição nos motores Otto. O cárter é um reservatório de óleo lubrificante que fica situado na parte inferior do motor (HEYWOOD, 1988). As principais partes de um MCI estão ilustradas na Figura 2.

Nos motores mais modernos, o comando do sistema de injeção de combustível é feito via sistema de automático de controle chamado de injeção eletrônica. Os sistemas de injeção eletrônica são controlados pelos módulos de injeção que são previamente programados pelos fabricantes de forma a controlarem o funcionamento dos MCI de acordo com as indicações de diversos sensores instalados no motor. O módulo interpreta os sinais enviados pelos sensores e controla a injeção de combustível no motor (BRUNETTI, 2012).

Em modelos mais antigos, o controle de injeção de combustível era feito mecanicamente pelo carburador. Diferentemente do sistema de injeção eletrônica, os carburadores operavam baseados em princípios físicos sem intervenção de quaisquer sistemas elétricos (BRUNETTI, 2012).

Figura 2 - Principais elementos de um MCI



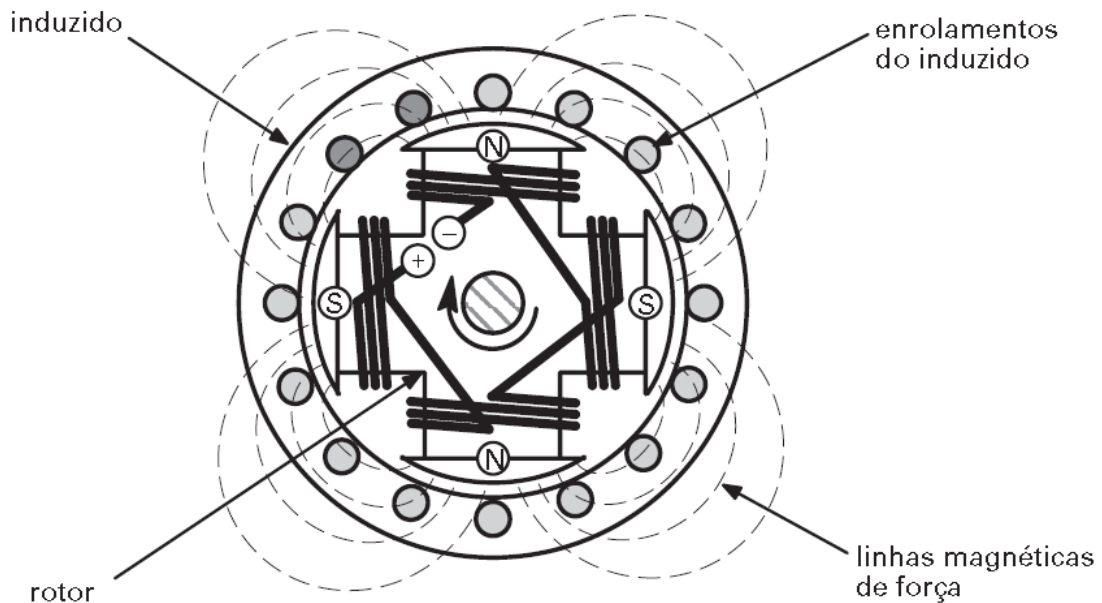
Fonte: Heywood (1988). Adaptado pelo autor.

### 3.2 Princípios de Funcionamento de Alternadores

Os alternadores (ou Geradores Síncronos) são geradores que convertem energia mecânica em energia elétrica de Corrente Alternada (CA) (CHAPMAN, 2013). No caso específico de motogeradores, a potência mecânica obtida no MCI através da combustão, é transferida (em parte, devido as perdas inerentes aos sistemas físicos) ao alternador que a transforma em potência elétrica. Uma máquina elétrica é dita síncrona quando sua corrente alternada é gerada a partir de um campo magnético produzido por um rotor. Quando o rotor é acionado por uma máquina motriz primária, neste caso um MCI, um campo magnético girante é produzido dentro do alternador, esse campo magnético girante é responsável por induzir tensões trifásicas nos enrolamentos do estator do gerador (CHAPMAN, 2013).

Um gerador consiste essencialmente de um rotor e de um induzido (estator). O campo magnético gerado pelo rotor é alimentado por uma fonte de Corrente Contínua (CC) chamada de excitador. Os geradores são projetados de forma que as linhas de força do campo magnético cortam perpendicularmente os enrolamentos do induzido quando o motor gira o rotor de forma a induzir a tensão elétrica. A tensão é invertida a cada vez que a polaridade do excitador é mudada (CUMMINS POWER GENERATION, 2011). A Figura 3 apresenta uma seção em corte simplificada de um gerador síncrono.

Figura 3 - Corte transversal de um gerador síncrono simplificado

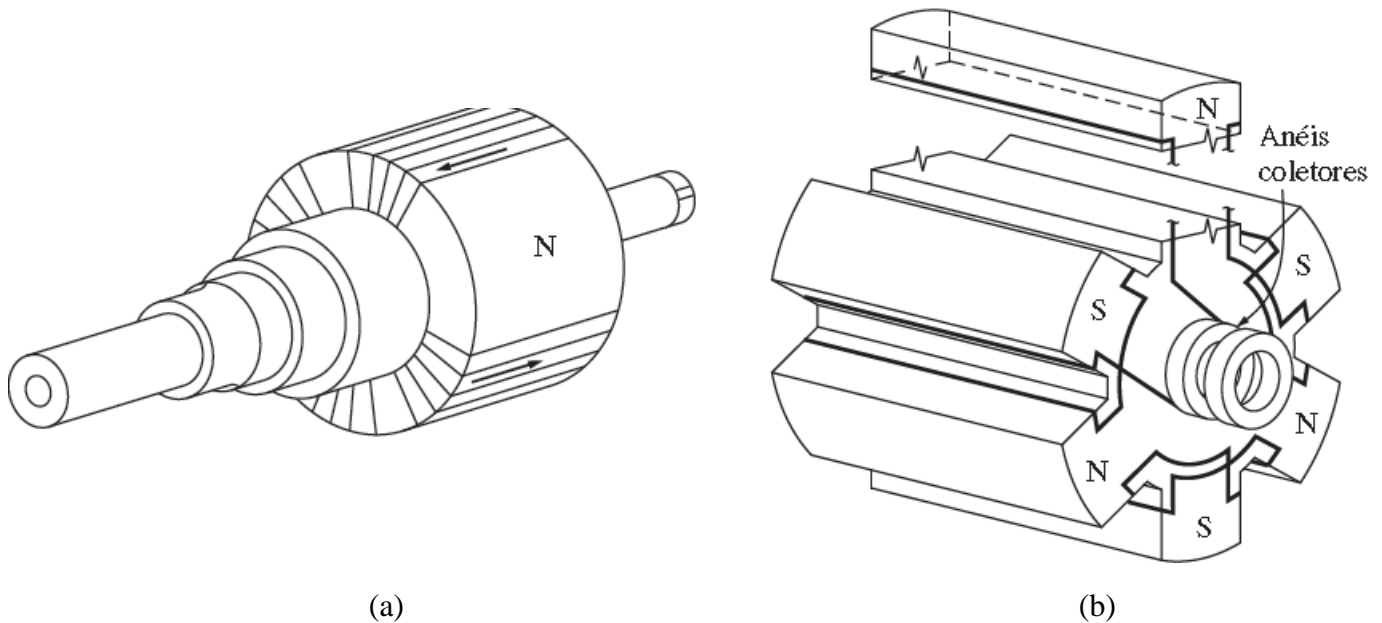


Fonte: Cummins Power Generation, 2011.

Como dito anteriormente, o rotor é um eletroímã que gera um campo magnético no interior do alternador. Os polos magnéticos do rotor podem ser construídos de forma aparente

sobressaindo-se radialmente da superfície do rotor ou de forma não-aparente ficando nivelados a superfície do rotor. A Figura 4 apresenta esses dois aspectos construtivos diferentes.

Figura 4 - Rotor com polos não-aparentes (a) e de polos aparentes (b)



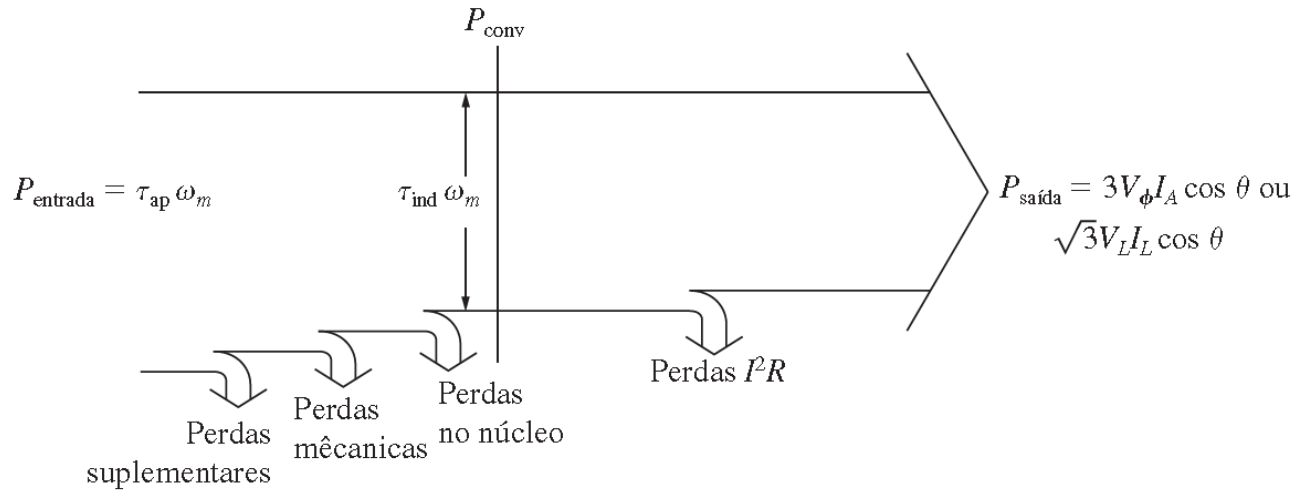
Fonte: Chapman, 2013.

Assim como qualquer outro mecanismo físico real, existem perdas associadas a conversão de potência mecânica em potência elétrica por parte dos geradores, ou seja, nem toda a energia que é fornecida ao gerador pelo motor é transformada em eletricidade. De fato, as perdas em máquinas CA podem ser agrupadas em quatro grandes conjuntos: as perdas elétricas (ou perdas no cobre) relacionadas ao efeito Joule; perdas no núcleo ferromagnético; perdas mecânicas; perdas suplementares (CHAPMAN, 2013).

- a) As perdas por efeito Joule são inerentes a toda condução de eletricidade por conta do efeito resistivo dos cabos utilizados. A energia é dissipada principalmente na forma de calor.
- b) As perdas no núcleo (ou perdas no ferro) ocorrem principalmente pelo efeito e histerese e por correntes parasitas que estão presentes nas partes metálicas do motor.
- c) As perdas mecânicas vêm principalmente do atrito entre as partes móveis do gerador e também entre o rotor e o ar que o cerca.
- d) As perdas suplementares ou variadas são basicamente as perdas que não se incluem em nenhuma das classificações anteriores.

A Figura 5 apresenta um diagrama de Sanquei que caracteriza todas as perdas relacionadas ao funcionamento de um gerador. As perdas indicadas foram discutidas no item anterior.

Figura 5 - Diagrama de Sanquei para perdas no gerador



Fonte: Chapman, 2013.



### 3.3 Aspectos de Importância da Geração de Energia Distribuída

A geração de energia distribuída foi regulamentada no Brasil em 17 de abril de 2012 pela REN N°482/2012 - Resolução Normativa da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL). Esta Resolução veio após países como França, Alemanha e EUA já possuírem uma legislação em vigor sobre o assunto.

A REN N°482 classifica microgeração distribuída como sendo uma central geradora elétrica com potência instalada menor ou igual a 75 kW e que utilize fontes com base em energias hidráulica, solar, eólica, biomassa ou cogeração qualificada conectada à rede de distribuição de energia. Já a minigeração distribuída é considerada quando a central geradora excede os 75 kW de potência instalada, mas não ultrapassa 5 MW.

Tendo em vista os limites de potência impostos pela norma, observa-se que a geração de energia elétrica através do uso de grupos geradores de pequeno porte (potência menor que 75 kW) a base de biogás se encaixa perfeitamente na região denominada microgeração distribuída. Segundo dados da ANEEL (2017), cerca de 31% de todos os sistemas de geração de energia elétrica conectados à rede são de microgeração. Já os sistemas de minigeração representam 69% do total deste tipo de sistema. Isso mostra que ainda existe um potencial de mercado a ser explorado para as pequenas potências (menores que 75 kW) o que explica a iniciativa de um laboratório que certifique motogeradores a biogás nesta faixa de pequeno porte.

A Norma 482 da ANEEL traz ainda o sistema de compensação de energia que visa viabilizar economicamente os projetos de geração distribuída. O funcionamento deste mecanismo é simples: o titular de uma unidade consumidora de energia elétrica, devidamente registrado junto à distribuidora local, pode fazer um projeto de geração de energia distribuída que obedeça às regras impostas pela ANEEL e pedir a conexão desta central geradora à rede elétrica local. Uma vez o projeto avaliado e aceito pela distribuidora, toda a energia gerada pelo cliente será injetada na rede através de um sistema de medição bidirecional capaz de mensurar a quantidade de energia usada e injetada na rede elétrica. Ao final do ciclo de faturamento, o cliente recebe uma fatura de energia representando apenas o saldo energético entre produção e consumo. Esse abatimento na conta de energia é usado nos cálculos de “payback” deste tipo de sistema, visto que a legislação brasileira ainda proíbe a venda direta de energia elétrica por parte dos pequenos produtores.

Com a nova legislação brasileira, a produção de energia a partir de fontes renováveis vem crescendo consideravelmente, sobretudo as energias de fonte solar e eólica.

Aplicações de cogeração qualificada de energia ou geração a partir da biomassa ainda são minoritárias no quadro nacional (ANEEL, 2017).

Esse quadro pode ser revertido através da inserção de uma solução simples e pouco onerosa no mercado brasileiro como, por exemplo, grupos geradores capazes de operar com diversos tipos de combustível e que apresentem rendimento apreciável. Segundo projeções da ANEEL (2017), em 2020 os sistemas de geração distribuída de energia serão mais de 174 mil em todo o Brasil, já em 2024 serão mais de 880 mil conexões de sistemas de geração de energia elétrica de pequeno porte conectados à rede elétrica. Esses dados chamam atenção para o crescente mercado envolvendo a geração distribuída e seu potencial econômico no Brasil.

### **3.4 Sistema de ventilação industrial para a sala de testes de motogeradores**

#### ***3.4.1 Definições e conceitos gerais***

A ventilação é uma seara de conhecimento tecnológico com aplicações diversas nas atividades humanas, estando presente na agricultura, no controle térmico de ambientes, nos sistemas de segurança do trabalho e no controle da higiene dos locais de trabalho humano. Em específico, será tratada neste trabalho a Ventilação Industrial, enquanto área de conhecimento que trata das aplicações da ventilação em ambiente industrial (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

De acordo com Clezar e Nogueira (2009, p. 21) “Ventilar é trocar o ar de um recinto fechado. Esta troca, quando ocorre por meios naturais, é denominada ventilação natural. Por outro lado, quando é induzida por equipamentos mecânicos, é denominada ventilação mecânica.”

Para ASHRAE (2007) os sistemas de ventilação e condicionamento de ar de salas de testes de MCI devem suprir e exaurir quantidades de ar de forma a controlar a temperatura interna da sala e remover o calor produzido durante seu funcionamento; exaurir o ar interno a uma vazão suficiente para evitar acúmulo de vapores de combustível na sala; remover gases de exaustão que possam estar escapando pelo motor e diluídos no ambiente da sala; prevenir a transmissão de ruído pelo sistema de ventilação; promover o conforto humano durante a operação do motor; tratar os gases de escape de forma que não se libere gases nocivos em concentrações fora de especificação no ambiente externo.

Durante a operação do MCI é possível que o ar no seu entorno fique contaminado por partículas sólidas e gases produzidos durante a combustão, decorrente de alguma avaria de rede de exaustão, por exemplo. Contaminantes são quaisquer substâncias que não aquelas que compõem naturalmente o ar, a saber: Oxigênio, Nitrogênio, Dióxido de Carbono, Vapor d’água, traços de gases inertes, matéria sólida microscópica, a exemplo do material particulado. Além disso, os autores consideram contaminante qualquer componente normal do ar que ultrapasse os limites toleráveis de concentração (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

Desta forma, em ambientes enclausurados, como é o caso de salas de testes e laboratórios, os contaminantes do ar devem ser devidamente tratados ou exauridos ao ambiente externo de forma que se possa garantir a saúde e segurança das pessoas que trabalham nestes ambientes. Mesquita, Guimarães e Nefussi (1977) apresentam o termo “Troca de Ar” que designa a situação que ocorre quando o sistema de ventilação faz atravessar um volume de ar igual ao volume do ambiente e é dado em trocas de ar por unidade de tempo. De acordo com o tipo de aplicação e sua localização, são propostos diferentes valores de trocas de renovação de ar (ou trocas de ar) de acordo com a Tabela 1:

Tabela 1 - Trocas de ar recomendadas

Tipo de Sala	Trocas de Ar por Hora
Auditórios e Salas de Reunião	6 – 12
Padarias	20
Salas de caldeira	12 – 60
Cabinas	12
Salas de Jantar	4 – 12
Salas de tingimento	6 – 12
Fundição	4 – 12
Garagens	12
Cozinhas	20 – 30
Laboratórios	6 – 20
Lavanderias	12
Oficinas	6 – 12
Escritórios	6 – 12
Túneis	6 – 60
Compartimentos de carga de navios	6

Fonte: Adaptado pelo autor de Mesquita, Guimarães e Nefussi (1977, p. 153).

Ao considerar a Tabela 1, observa-se que, num primeiro momento, pode-se assumir que a sala de testes considerada neste trabalho deve obedecer ao volume de trocas de ar indicado para salas de caldeira, pois esta apresenta finalidade mais semelhante à aplicação considerada. De forma adicional, ASHRAE (2007) recomenda que para salas de testes de motores, durante operação, deve-se considerar um valor médio de 60 trocas de ar por hora, para um pé direito de 3 m, caso que se aplica à realidade deste trabalho. Assim, conclui-se que nos cálculos de projeto que serão apresentados posteriormente, deve-se considerar, no mínimo, uma vazão referente a 60 trocas de ar por hora.

No que se refere à proteção e segurança da sala de testes, de acordo com ASHRAE (2007) o sistema de ventilação deve ser interligado ao sistema de proteção de incêndio da sala de forma que quando o sistema de proteção contra incêndio for acionado, o sistema de ventilação deve ser desligado imediatamente. Esta medida visa cortar o suprimento de oxigênio para o interior da sala de forma a desfavorecer a combustão.

Ainda sobre o tema de segurança durante a operação de MCI no interior de salas de testes, o sistema de ventilação deve ser capaz de manter um escoamento tal que o fluxo de calor gerado pelo motor deve ser exaurido de forma contrária ao posicionamento dos operadores quando estiverem dentro da sala (ASHRAE, 2007). Em outras palavras, quando o motor estiver em funcionamento, o sistema de ventilação deve ser capaz de manter um fluxo de ar o mais uniforme possível começando pelo gerador e sendo exaurido logo após o radiador do motor.

### ***3.4.2 Principais tipos de ventilação***

É importante que se conheça o tipo de aplicação à qual se pretende projetar o sistema de ventilação para que se possa garantir o cumprimento das exigências inerentes a cada finalidade. Pode-se classificar os tipos de ventilação de acordo com as finalidades a que se destinam em Ventilação Geral (por insuflação, por exaustão, ou por insuflação-exaustão) e Ventilação Local (por exaustão do ar próximo ao local de produção de impurezas) (MESQUITA, GUIMARÃES E NEFUSSI, 1977).

A ventilação geral diluidora (VGD) atua de maneira que a concentração de contaminantes do ar é diminuída através de sua diluição. Para tal, o ar interno da sala é substituído por ar do exterior globalmente de maneira contínua. Vale ressaltar que este método de ventilação por si só não é capaz de impedir a difusão de contaminantes ao redor da fonte contaminadora. Quando o diferencial de pressão necessário para movimentar o ar é causado pela ação do vento ou diferenciais de densidade entre o interior e o exterior da sala de testes, diz-se que a ventilação é natural. Nos casos onde são usados ventiladores, usa-se o termo ventilação forçada ou mecânica. A VGD é recomendada quando se tem como objetivo principal a dissipação de calor sensível de uma fonte de calor interna ao processo (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

A ventilação local exaustora (VLE) tem como foco a proteção da saúde dos operadores, visto que a captação dos contaminantes é feita diretamente na fonte contaminadora não dando tempo para que o mesmo possa se espalhar pelo recinto. Além disto, a ventilação local exaustora facilita o tratamento do ar antes de este ser emitido para a atmosfera, pois ele é canalizado e direcionado por dutos de exaustão (MESQUITA, GUIMARÃES E NEFUSSI, 1977).

Tendo em vista os dois aspectos apresentados a VGD e a VLE, será considerado neste trabalho um sistema misto que integra ambos os tipos de sistemas de ventilação.

### ***3.4.3 Componentes dos sistemas de ventilação***

Um componente fundamental de um sistema de ventilação, seja ele qual for, é o ventilador. Segundo Mesquita, Guimarães e Nefussi (1977):

A função básica de um ventilador é, pois, mover uma dada quantidade de ar por um sistema de ventilação a ele conectado. Assim, o ventilador deve gerar uma pressão estática suficiente para vencer as perdas do sistema e uma pressão cinética para manter o ar em movimento.

Para que se possa especificar corretamente um ventilador de acordo com o sistema de ventilação projetado é preciso que se conheça três parâmetros fundamentais relativos ao seu funcionamento (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009):

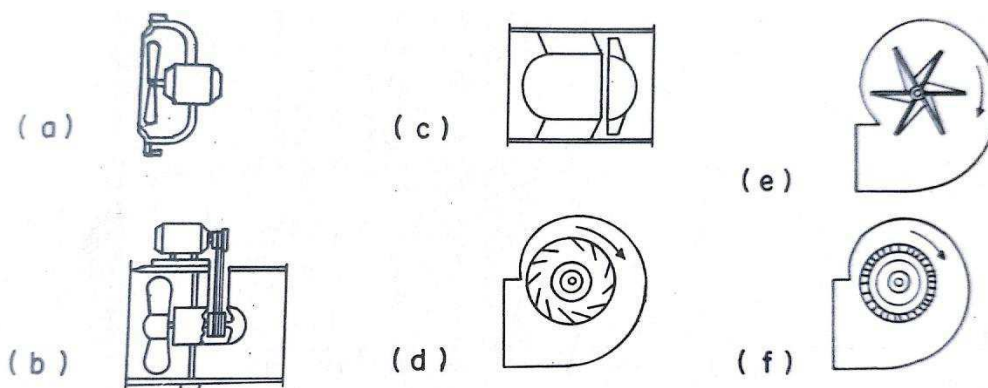
**Vazão do Ventilador (Q):** é o volume de ar que sai do ventilador no lado da descarga, por unidade de tempo.

**Pressão total do ventilador (PTV):** diferença entre a pressão total do ar na saída e na entrada do ventilador.

**Pressão estática do ventilador (PEV):** diferença entre a PTV e a pressão de velocidade na saída do ventilador.

Os ventiladores são classificados em dois grandes grupos: os centrífugos e os axiais. Ventiladores centrífugos são aqueles que apresentam um escoamento radial enquanto que ventiladores axiais tem escoamento paralelo ao eixo de giro. A Figura 6 apresenta os principais tipos de ventiladores centrífugos e axiais:

Figura 6 - Principais tipos de ventiladores centrífugos e axiais



- a) Axial, tipo propulsor; b) axial comum; c) axial com guias; d) centrífugo, pás para trás; e) centrífugo, pás retas; f) centrífugo, pás para frente. Fonte: Mesquita et al (1977, p. 279).

Outro componente importante de um sistema de ventilação industrial, é a tubulação, ou dutos de ar, empregados no sistema. Estes dutos podem apresentar formas variadas, mas os mais utilizados são os de secção transversal quadrada e secção circular. Além da forma da secção transversal, outro parâmetro importante no que tange as tubulações é o material do qual estes são feitos. Dutos metálicos são aplicados na maioria dos casos por conta de sua durabilidade e facilidade de usinagem (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

Por fim, segundo ASHRAE (2007) é comum que não se use filtros em áreas de baixos índices de poluição do ar nas vizinhanças. Desta forma, visto que a localização da sala de teses de MCI no Centro de Tecnologia da UFC é isolada de centros poluidores ou fontes de contaminantes do ar, será considerado um sistema de filtragem simples detalhado no tópico 4.1.2.3 deste trabalho.

### 3.5 Sistema de atenuação de ruído

A norma NBR-12179 (1992) define som como sendo qualquer vibração ou onda mecânica que se propaga em meio dotado de forças internas e que seja capaz de produzir estímulos auditivos nos seres humanos. Dentro desta lógica, o ruído é definido de maneira similar ao som tendo como única diferença a resposta subjetiva indesejada gerada no homem (SALIBA, 2008).

Uma vibração é considerada sonora quando ela atende à dois pré-requisitos fundamentais: possuir frequência entre 16 e 20.000 Hz e uma variação de pressão de no mínimo  $2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$  e máxima de  $200 \text{ N/m}^2$ . Convencionou-se que o valor mínimo de  $2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$  seria 0 dB (nível de referência de pressão sonora) e então, o valor de  $200 \text{ N/m}^2$  vale 140 dB e corresponde ao limiar da dor em uma pessoa (SALIBA, 2008).

O som se propaga através de meios físicos de forma ondulatória. Desta forma, seu movimento pode ser descrito através de equações diferenciais conhecidas e amplamente aplicadas em diversos estudos de mecânica ondulatória. A Equação 1 rege o movimento de ondas sonoras planas considerando-se que estas sejam geradas por uma fonte F (KINSLER *et al*; 2000).

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} * \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = F(t) \quad (1)$$

Onde p é o campo de pressão sonora; c é a velocidade de propagação do som no meio; t representa o tempo; F(t) é a fonte sonora que possui intensidade variável com o tempo. Visto a importância do meio para a caracterização da propagação do som, a Equação 2 apresenta uma forma genérica de calculá-la com boa aproximação (SALIBA, 2008).

$$c = \sqrt{K/\rho} \quad (2)$$

Na equação 2, c representa a velocidade de propagação da onda no meio [m/s]; K é a rigidez deste meio físico [Pa];  $\rho$  é a massa específica do material [ $\text{kg/m}^3$ ]

Outro fato importante de se mencionar em relação ao som é quanto a sua transmissão. Quando o som passa de um meio a outro separados por uma superfície de contato existe, de forma geral, a reflexão de parte da onda enquanto que outra parte é transmitida ao segundo meio. Sabe-se ainda que a onda que é transmitida ao segundo meio apresentará uma mudança no ângulo de inclinação em relação à normal a superfície. A este fenômeno dá-se o nome de refração (fenômeno semelhante ocorre com as ondas estudadas em ótica) (NEPOMUCENO, 1968).

O conceito de impedância acústica deve ser mencionado também quando se tem o objetivo de atenuar ruído. Impedância acústica é a razão entre a pressão sonora e a velocidade associada a uma partícula sujeita a esta pressão em um meio de propagação qualquer. A analogia com a impedância elétrica é clara e perfeitamente plausível, visto que a impedância sonora representa o nível de dificuldade que o som tem em se propagar em determinado meio. Para ondas planas, a impedância sonora é equivalente a resistência à propagação do som, ou seja, para que se obtenha uma maior atenuação no nível de ruído, deve-se empregar materiais que apresentem alta impedância sonora (KINSLER *et al*; 2000).

Tendo em vista a característica dos equipamentos que serão usados na sala de testes escopo deste trabalho, faz-se necessário um estudo de poluição sonora pois, o ambiente acadêmico no qual este projeto se aplica, possui restrições incontornáveis do ponto de vista de perturbações sonoras. Assim, é importante que se introduza o conceito de acústica arquitetônica. A acústica arquitetônica tem por finalidade o estudo das condições aceitáveis de uma construção do ponto de vista sonoro e de emissão de ruído. Assim, ela se aplica ao estudo do isolamento do barulho, com finalidade de conforto e de adequação às normas (NEPOMUCENO, 1968).

A legislação trabalhista brasileira que trata das atividades que envolvem ruído é a Norma Regulamentadora nº 15 de 1978 do Ministério do Trabalho e Emprego (MTE). Segundo a NR 15, define-se como ruído de impacto aquele que apresenta picos de energia acústica em período igual ou inferior a 1 segundo em intervalos superiores a 1 segundo. Ainda segundo a NR 15, ruído contínuo ou intermitente é todo ruído que não seja de impacto. Do ponto de vista técnico ruído contínuo é aquele cujo Nível de Pressão Sonora (NPS) varia 3 dB durante um período de mais de 15 minutos. Percebe-se, pelo tipo de equipamento que será usado no laboratório de testes de geradores, que o ruído contínuo será de maior importância do que o ruído intermitente na análise feita neste trabalho (SALIBA, 2008).

Por motivos de saúde e segurança do trabalho, a NR 15 estabelece limites de exposição diários de acordo com cada NPS ao qual o operador pode estar sujeito. Os efeitos auditivos do ruído intenso podem se manifestar na forma de traumas acústicos, além de perda parcial e, em alguns casos, total da audição (SALIBA, 2008). Desta forma, os limites de exposição diária são de extrema importância para os trabalhadores sujeitos ao ruído em suas jornadas de trabalho. Estes limites são apresentados na Tabela 2:



Tabela 2 - Limites de tolerância para ruído contínuo ou intermitente

NÍVEL DE RUÍDO dB (A)	MÁXIMA EXPOSIÇÃO DIÁRIA PERMISSÍVEL
85	8 horas
86	7 horas
87	6 horas
88	5 horas
89	4 horas e 30 minutos
90	4 horas
91	3 horas e 30 minutos
92	3 horas
93	2 horas e 40 minutos
94	2 horas e 15 minutos
95	2 horas
96	1 hora e 45 minutos
98	1 hora e 15 minutos
100	1 hora
102	45 minutos
104	35 minutos
105	30 minutos
106	25 minutos
108	20 minutos
110	15 minutos
112	10 minutos
114	8 minutos
115	7 minutos

Fonte: Norma Regulamentadora nº 15 (1978).

Vale ressaltar que a NR 15 usa um incremento de 5 dB para estabelecer os limites de exposição, isso significa que a cada 5 dB o tempo máximo de exposição diário cai pela metade. Entidades internacionais como a *American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH) adotam um padrão mais rigoroso para os limites diários de exposição, sendo o incremento de 3 dB usado por essas entidades. Ao adotar-se um incremento de 3 dB no lugar de 5 dB significa que o valor do limite máximo de exposição cai a cada 3 dB e não a 5 dB como dita a norma brasileira. Desta forma, o tempo máximo de exposição para ruído de 100 dB na norma brasileira é de 1 hora, enquanto que no limite estabelecido pela ACGIH seria de apenas 15 minutos.

Pode-se afirmar que de maneira geral o ruído pode ser combatido de duas formas: através da eliminação direta do barulho em sua fonte de origem ou através da eliminação da transmissão do barulho entre a fonte e o ponto onde o ruído é indesejável e será medido. Um projeto acústico baseia-se na escolha de qual dos métodos (ou combinação dos dois) será mais efetivo no e dará os melhores resultados (NEPOMUCENO, 1968).

Um dos métodos diretos de atenuação (ou eliminação) de ruído direto na fonte é com o balanceamento de eixos rotativos de máquinas. As vibrações geradas pelo desbalanceamento são responsáveis, muitas vezes, pela geração de barulho durante a operação

dos equipamentos e podem ser evitados com o balanceamento do equipamento e a atenuação (ou eliminação) das vibrações. Este trabalho dedica um tópico específico para a discussão da problemática das vibrações no grupo gerador estudado (RAO, 2008).

Além do controle das vibrações, serão considerados neste projeto métodos de cobertura absorvente no ambiente (instalação de isolantes nas paredes da sala), isolamento do ambiente de testes com parede dupla, filtragem sonora e isolamento de dutos de ar. Além disso, um controle do tempo de exposição dos operadores será discutido no tópico de Metodologia deste trabalho.

### 3.6 Sistema de atenuação de vibrações

A vibração em um sistema envolve a alternância da transferência de energia potencial e cinética durante todo seu funcionamento. Em sistemas amortecidos (caso dos sistemas reais), parte da energia mecânica é dissipada a cada ciclo da vibração, sendo necessária uma fonte de energia externa para manter o sistema em vibração (HARRIS E PIERSOL, 2002).

Na prática, o conceito apresentado anteriormente pode ser traduzido como um motor em funcionamento, por exemplo, onde parte de sua energia advinda da combustão é perdida na forma de vibração. Enquanto o motor continuar em funcionamento, haverá parte de sua energia sendo destinada à vibração. Uma vez que a combustão no motor cessa, a fonte de energia para o sistema vibratório deixa de existir e o movimento oscilatório tenderá ao equilíbrio conforme a energia residual do sistema se esvai.

Neste caso, diz-se que as vibrações são forçadas, pois existe uma fonte de energia que continua excitando o sistema de forma que o amortecimento natural de seus componentes mecânicos não é suficiente para eliminar o efeito vibratório. Como não se pode eliminar por completo a excitação gerada pelo motor durante o funcionamento, será analisada a melhor forma de evitar danos aos componentes do motogerador. Devido a periodicidade do ciclo de combustão do motor, assume-se que a vibração gerada pelo mesmo será do tipo harmônica (RAO, 2008). A equação que rege o fenômeno da vibração forçada é descrita a seguir:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3)$$

Onde  $m$  é a massa equivalente do sistema [kg];  $c$  é o amortecimento do sistema [N.s/m];  $k$  é a elasticidade do sistema [N/m];  $x$  representa o deslocamento [m];  $\dot{x}$  e  $\ddot{x}$  são as derivadas primeira e segunda, respectivamente, de  $x$ ;  $F(t)$  representa uma força de excitação que varia com o tempo.

Para resolução da Equação 3 deve-se considerar uma solução homogênea, tomando a fonte como sendo nula, e uma solução particular determinada pelas características da fonte. A resposta do sistema amortecido será a soma das soluções homogênea e particular (RAO, 2008). De acordo com as características mecânicas do sistema, a solução desta equação assumirá formas diferentes. Entretanto, a discussão das diferentes soluções da equação geral da vibração forçada harmônica não serão discutidas neste trabalho, pois fogem do escopo do mesmo. A discussão principal é como atenuar a vibração transmitida pelo MCI aos demais corpos ligados a ele, através de uma abordagem simplificada e objetiva.

A alternância dos esforços causados pela vibração em máquinas e motores causa fadiga nos materiais que os compõe limitando drasticamente a vida útil destes equipamentos

presentes em praticamente todas as aplicações industriais de engenharia. Deve se dar atenção também ao ruído gerado pelas vibrações que são outro efeito altamente nocivo ao funcionamento destes equipamentos em locais com circulação de pessoas (RAO, 2008).

As principais causas das vibrações segundo Thomson (1973), são:

- Desbalanceamento de eixos rotativos: pontos “pesados” em eixos rotativos são responsáveis pela vibração geradas no eixo, uma vez que estes estejam operando sob rotações capazes de gerar força centrífuga suficiente;

- Desalinhamento dos eixos: a vibração pode ser causada quando os eixos de um motor, por exemplo, estão desalinhados (não são paralelos). Este problema pode ser advindo da montagem ou até mesmo da fabricação do eixo ou dos mancais que o suportam;

- Desgaste: componentes como rolamentos, correias de transmissão ou engrenagens podem induzir vibrações aos sistemas mecânicos quando submetidos a condições de desgaste;

- Libertação: caso componentes sujeitos a esforços vibratórios possua folgas ou estejam soltos, pode-se observar efeitos destrutivos da vibração nestes componentes e naqueles aos quais estão ligados;

Além dos efeitos nocivos às máquinas e demais equipamentos mecânicos, as vibrações também são causa de distúrbios no organismo humano quando este é exposto a vibrações excessivas sob períodos de exposição inadequados. A legislação brasileira baseia-se na NR 15 para estabelecer os limites de exposição aos quais os operadores e empregadores devem respeitar.

Vibrações podem induzir respostas fisiológicas nos sistemas cardiovascular, respiratório, esquelético, endócrino e metabólico, além das influencias sob músculos e nervos. O sistema cardiovascular, por exemplo, apresenta alterações em resposta a vibrações verticais intensas de forma semelhante aquelas apresentadas quando o corpo é submetido a atividades físicas moderadas: aumento na frequência cardíaca e na taxa de respiração, aumento da pressão sanguínea (HARRIS E PIERSOL, 2002).

Observa-se que o estudo das vibrações em equipamentos e pessoas é de grande importância quando se deseja fazer uma análise completa do sistema e garantir que todas as medidas de segurança foram tomadas de forma a se evitar danos materiais (possível quebra de equipamentos devido a vibração) e danos à saúde humana (doenças causadas pelas vibrações).

Para que se possa reduzir a vibração transmitida a um valor mínimo, a fonte de tais vibrações deve ser isolada do restante do sistema por meio de suportes flexíveis capazes de absorver parte da energia vibratória (FONSECA, 1964).

Em aplicações industriais, os principais suportes flexíveis usados no isolamento de vibrações são as molas. Mola é todo sistema elástico de sustentação que obedeça à Lei de

Hooke. As molas podem ser classificadas em dois grandes grupos: as que resistem a deslocamentos de translação; as que resistem a deslocamentos de rotação (FONSECA, 1964).

Um dos objetivos deste trabalho é de dar uma visão geral das soluções para isolamento de vibração comerciais que possam ser aplicados ao motogerador instalado na sala de testes e como escolher o melhor sistema de isolamento tendo em vista os parâmetros técnicos e de custo/benefício destas soluções. No tópico Metodologia deste trabalho, serão abordadas tais soluções e qual foi a escolhida para aplicação a sala de testes em grupos geradores.

## 4 METODOLOGIA

### 4.1 Projeto conceutivo

A execução deste projeto seguiu uma metodologia prática comumente aplicada na indústria, tanto na especificação de ventiladores e sistema de filtragem do ar, suficientes para cumprir os requisitos de norma de projeto de redes e dutos de ar, como também, para aquisição de ventiladores insufladores e exaustores, e telas de filtragem e proteção do sistema atendendo às normas propostas pela literatura.

Quanto ao sistema de atenuação de ruído, pode-se dizer que esse tema, em particular, tem sido de grande interesse pelo fato do ambiente em que se insere este projeto é uma área do Centro de Tecnologia que possui restrições fortes às emissões de ruído, porque há uma série de atividades acadêmicas de setores circunvizinhos a sala de teste. As obras civis tiveram que seguir uma especificação rigorosa por conta disso, de forma que as paredes da sala de teste foram especialmente projetadas para atenuar ao máximo o nível de ruídos. Neste contexto, foram realizados testes com o motogerador funcionando para serem medidos os índices de ruídos em decibéis, constatando a efetividade do projeto.

Com a mesma orientação, foram projetados os atenuadores de ruído, equipamentos responsáveis por garantir que o nível de pressão sonora dentro da sala de testes não fosse propagado para o ambiente externo através das tubulações de ar. Estes equipamentos foram devidamente dimensionados de forma a serem fabricados ou adquiridos para assegurarem os níveis sonoros desejados. Além disso, foram previstos no projeto portas isolantes capazes de manter um gradiente de pressão sonora apreciável confinando o ruído do motogerador no interior da sala de testes. Por fim, discutiu-se aspectos de proteção humana com o dimensionamento de EPIs capazes de atender às mais exigentes normas de segurança do trabalho.

Em seguida, elaborou-se um sistema simplificado de isolamento de vibrações capaz de proteger o solo abaixo do motogerador das vibrações importantes geradas pelo mesmo. Para tal, foram necessárias hipóteses simplificadoras que tornaram o trabalho de projetar o sistema de atenuação de vibração mais simples, porém não menos eficaz.

Na sequência, projetou-se um sistema de cargas resistivas discretas capaz de simular, mesmo que em parte, o funcionamento real de um motogerador quando submetido à uma carga variável. A importância de tal sistema, vem do fato de que uma possível conexão do motogerador à rede elétrica da universidade necessita do atendimento de diversos parâmetros impostos pela distribuidora de energia e que poderiam não ser atingidos durante testes com

combustíveis que apresentem composições químicas adversas. Desta forma, usou-se de conceitos e equações consolidadas da eletricidade e dos circuitos elétricos com o objetivo de dimensionar um conjunto de resistências que atendessem as restrições técnicas e de segurança impostas pelo projeto. Com os dados obtidos nesta etapa, torna-se possível a aquisição ou fabricação de um sistema robusto, capaz de atender as especificidades do projeto.

Após o projeto dos diversos sistemas secundários necessários ao funcionamento padrão de um laboratório de testes em motogeradores, foi abordada a instrumentação de tal laboratório de forma que este possua todos os equipamentos mínimos necessários aos testes propostos por este trabalho. Um conjunto de sensores e equipamentos de aquisição de dados foi elencado de forma superficial a fim de dar uma dimensão da complexidade do sistema de instrumentação projetado e da capacidade técnica inerente ao laboratório de testes. Um foco especial foi dado ao sistema de medições de pressão instalado no interior da câmara de combustão do MCI devido a sua robustez e importância. Com este sistema será possível o estudo do mecanismo da combustão em sua forma mais elementar e com alta precisão.

Ainda no contexto das medições e da instrumentação, foi proposta uma metodologia de cálculos padrão baseada exclusivamente nos dados de pressão obtidos no interior da câmara de combustão do MCI. Esta metodologia tem por objetivo padronizar as análises feitas no motogerador quando este operar com diferentes tipos de combustível e estiver sujeito a diferentes níveis de carga. Esta metodologia é simplificada e deverá ser usada como uma primeira abordagem dos dados, mas não se deve restringir às análises propostas por esta metodologia sendo necessário o desenvolvimento de novos estudos com o avanço das pesquisas e do nível de instrumentação do laboratório.

Observa-se que os itens elencados anteriormente são partes menores de um conjunto maior que é o projeto do laboratório de testes como um todo. Foi possível abordar os diversos temas envolvidos no projeto deste tipo de instalação, bem como os desafios tecnológicos existentes e as limitações dos modelos propostos atualmente. Foi possível ainda abordar diversas searas de conhecimento diferentes que, à primeira vista, parecem imiscíveis, mas que acabam se entrelaçando quando um projeto de complexidade deve ser abordado.

#### ***4.1.1 Planta-baixa da sala e layout dos equipamentos***

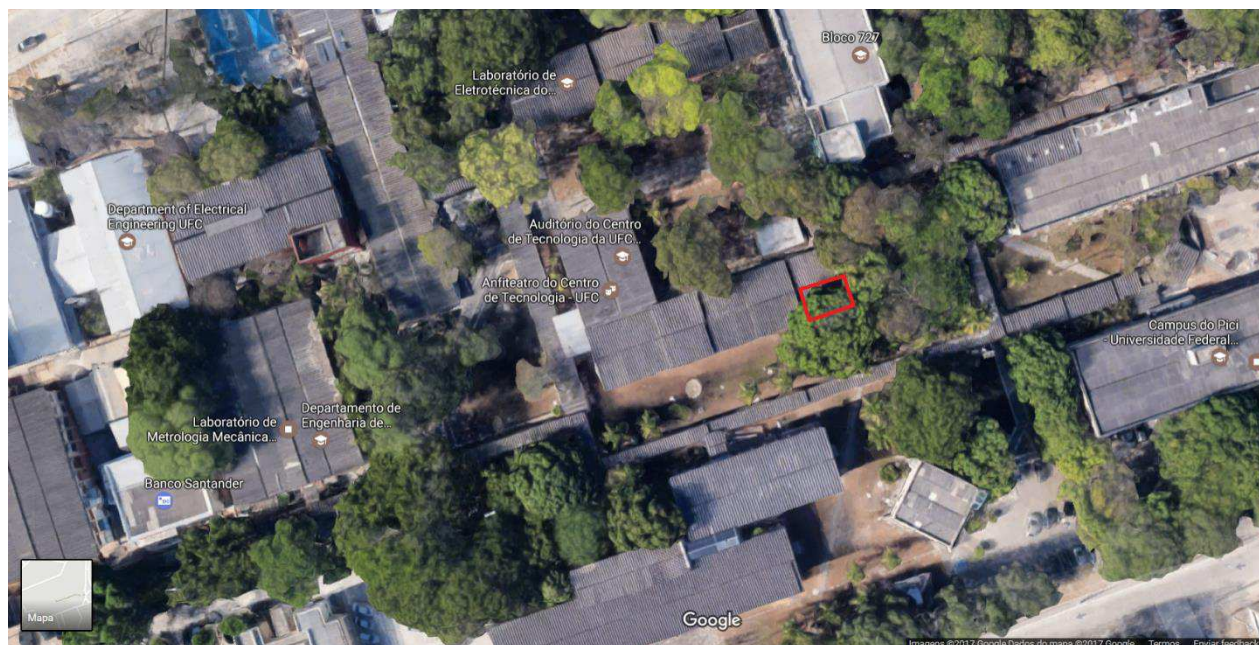
O grupo gerador que será instalado na sala de testes é composto por um motor de combustão interna Ciclo Otto, quatro tempos, da Volkswagen, modelo AP 2.0, naturalmente

aspirado, adaptado para queima de gasolina, GNV e biogás. O alternador acoplado ao MCI é do tipo síncrono, trifásico, do fabricante Kohlbach, potência em regime contínuo de 80 kVA, rotação de 1800 rpm e frequência de 60 Hz.

Desta forma, a rotina de funcionamento da sala de testes seguirá o seguinte procedimento: da sala de controle o MCI é acionado dando início ao teste; no momento em que o MCI começa a operar, os sistemas auxiliares também são ligados, ventilação, sistemas de medição e sensores e geração de energia por parte do alternador; para testes em baixa rotação serão usadas cargas resistivas discretas de 2 kW cada até um total de 20 kW; após o patamar máximo das cargas resistivas o sistema será ligado à rede elétrica da UFC injetando a energia produzida na rede que servira de carga elétrica para o gerador.

A sala é parte do Laboratório Didático em Engenharia de Energias Renováveis (LDE), do Centro de Tecnologia da UFC. O laboratório é composto por três salas do bloco 711 do centro de tecnologia: sala 13, sala 12 e sala 11 (onde está localizada a sala de testes em grupos geradores). As figuras 7 e 8 indicam a localização do laboratório no Campus do Pici da UFC. Ao passo que a Figura 9 apresenta a planta-baixa do laboratório.

Figura 7 - localização da sala de testes em geradores (maior escala).



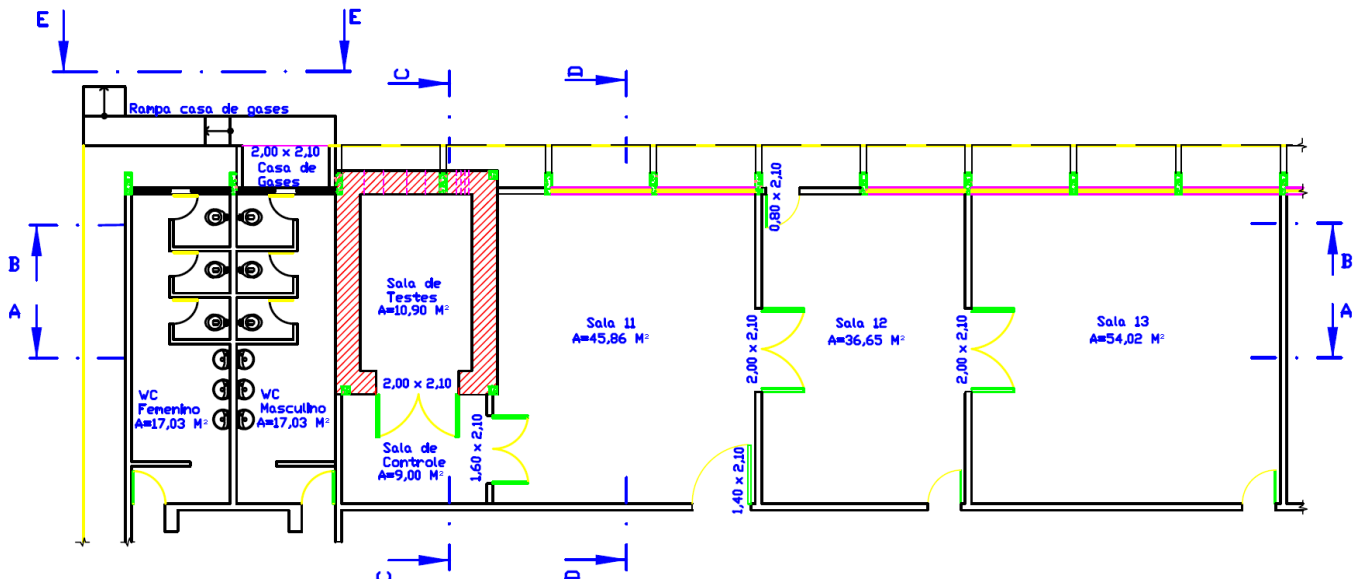
Fonte: Google maps.



Figura 8 - localização da sala de testes em geradores (menor escala).



Figura 9 - Planta baixa do bloco 711 do Campus do Pici.



Fonte: Departamento de Engenharia Mecânica da UFC. Alterações feitas pelo autor.

A sala de testes em grupos geradores instalada no bloco 711 da UFC é formada por dois compartimentos distintos, uma sala de controle onde estão situados os computadores e sistema de aquisição de dados dos instrumentos usados nos testes e a sala do grupo gerador propriamente dita. Os operadores trabalharão, na maior parte do tempo, na sala de controle que é isolada da sala do gerador por paredes reforçadas de concreto devidamente isoladas, além de uma porta acústica de aço, maiores detalhes do isolamento acústico e térmico serão abordados nas seções dedicadas deste trabalho.

A sala do grupo gerador é um ambiente perigoso e por isso deve permanecer fechada e sem a presença de qualquer pessoa durante sua operação, salvo exceções onde se faz

indispensável a presença de operador e por permanência bastante reduzida. Esta sala contém o sistema de ventilação forçada, atenuação de vibração, atenuação de ruído além do conjunto de sensores que serão apresentados posteriormente.

Para melhor visualização da sala de testes e dos seus componentes, um desenho em 3D foi elaborado em um software de desenho assistido por computador. As Figuras 10, 11 e 12 apresentam diversas vistas do desenho 3D do laboratório de teste para motogeradores.

Figura 10 - Vista frontal da sala de testes em CAD

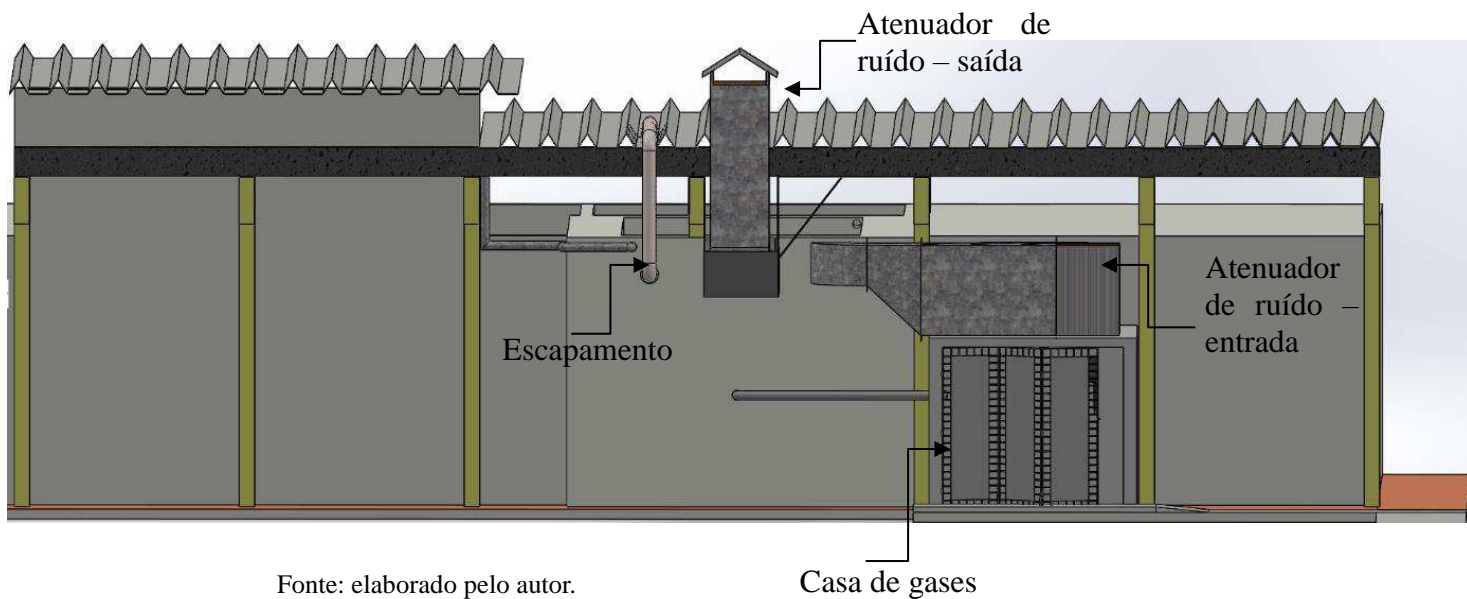
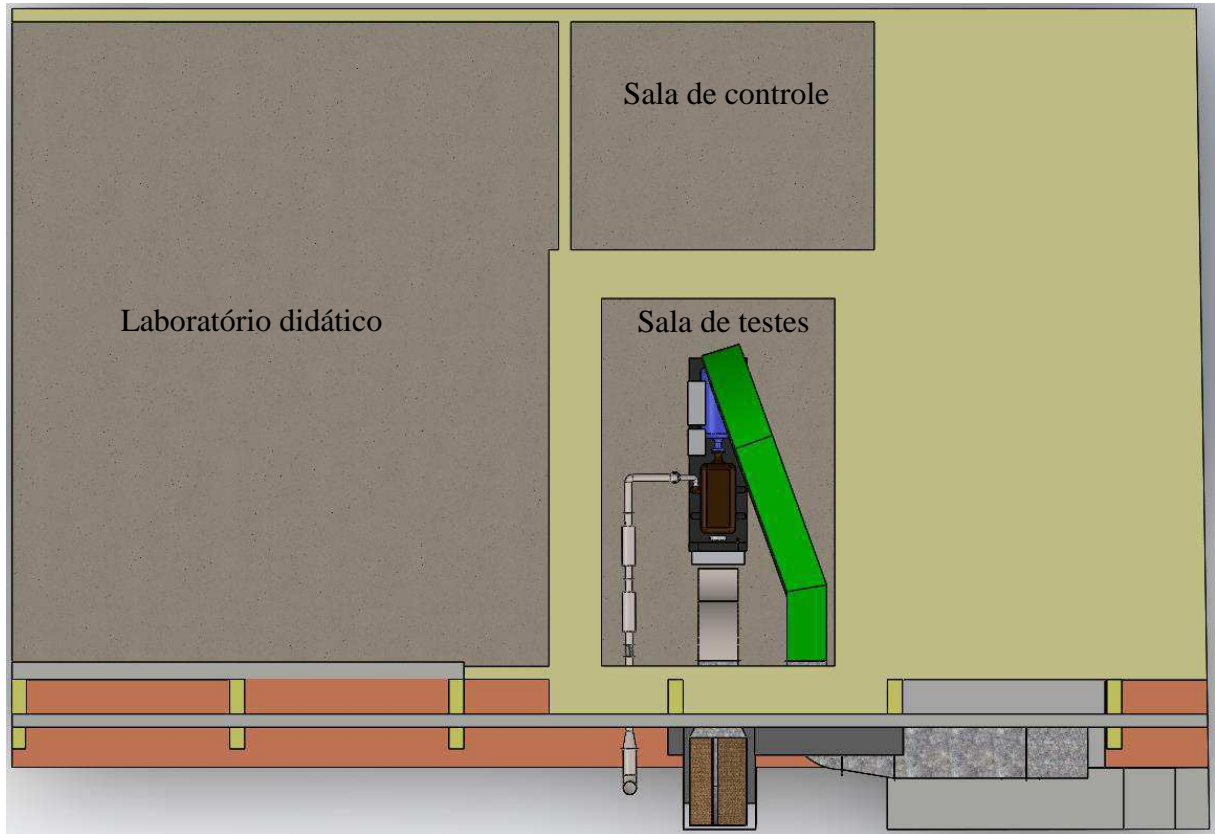
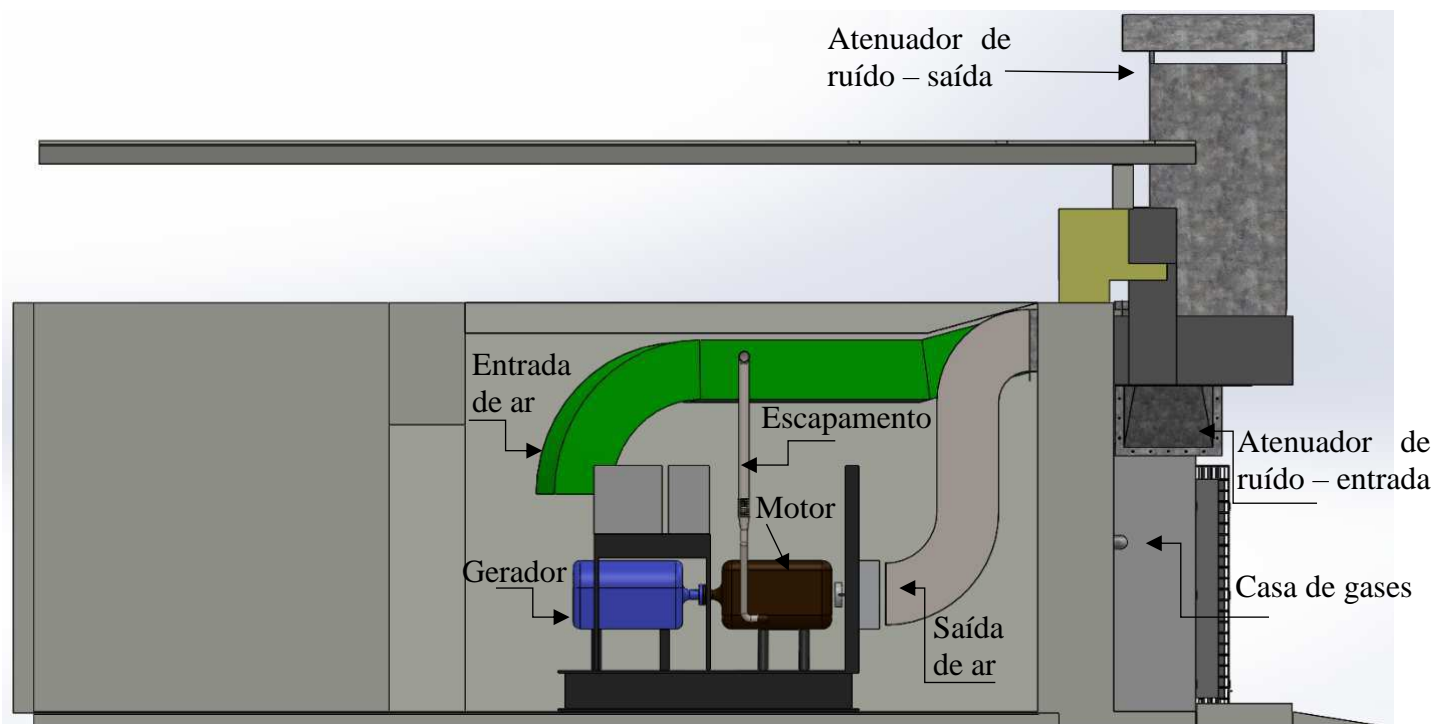


Figura 11 - Vista superior da sala de testes em CAD



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 12 - Vista lateral da sala de testes em CAD



Fonte: elaborado pelo autor.

#### 4.1.2 Projeto e instalação do sistema de ventilação da sala de testes

Tendo em vista os conceitos e definições apresentados na Seção 3.4, este tópico tem por objetivo apresentar a metodologia seguida para o dimensionamento de todo o sistema de ventilação empregado na sala de testes do MCI.

##### 4.1.2.1 Determinação da vazão de ar

Antes de mais nada, é preciso determinar a vazão de ar necessária no sistema de forma que o calor do MCI e do gerador instalados no interior da sala, seja exaurido para o ambiente de forma a manter-se a temperatura interna dentro de limites aceitáveis de trabalho. Para tal, serão usadas diferentes abordagens propostas pela literatura especializada e ao final dos cálculos, os resultados serão comparados e aquele que se apresentar mais adequado será o considerado no projeto deste sistema de ventilação.

##### a) Número de trocas de ar por hora

Como apresentado na Seção 3.4.1 deste trabalho, deve-se considerar um valor mínimo de 60 trocas de ar por hora no interior da sala de testes por razões de segurança e conforto térmico dos operadores quando estes estiverem no interior da sala de testes durante seu funcionamento. Por definição, tem-se que:

$$\text{número de trocas de ar /hora} = \frac{\text{vazão do escoamento}}{\text{volume da sala}} \quad (4)$$

Assim, tendo o número de trocas de ar mínimo necessário, 60 trocas por hora de acordo com a tabela 1 na seção 3, e o volume total da sala, 33,20 m<sup>3</sup>, obtém-se uma vazão mínima de **1.991,81 m<sup>3</sup>/hora** ou 33,20 m<sup>3</sup>/min de ar.

##### b) Vazão necessária para dissipar o calor gerado no interior da sala

Segundo o Manual de aplicações da Cummins Power Generation (2011), para se determinar os requisitos de fluxo de ar necessário para arrefecimento do grupo gerador é preciso seguir as seguintes etapas: determinar a quantidade de calor emitido pelo grupo gerador; determinar quantidade de calor emitido pela tubulação de escapamento; calcular o calor total emitido no interior da sala de testes; determinar o aumento máximo aceitável de temperatura no interior da sala; determinar os requisitos de fluxo de ar de combustão; calcular o fluxo de ar total que deve passar pelo recinto do grupo gerador; ajustar o valor da vazão de ar em função da altitude. As etapas apresentadas anteriormente serão detalhadas na sequência de cálculos dos próximos tópicos.

i. Determinar quantidade de calor emitido pelo grupo gerador

O funcionamento normal do MCI e do alternador gera calor por conta dos processos químicos (combustão), mecânicos (perdas de energia por atrito, condução, convecção e radiação de calor) e elétricos (efeito Joule). Como existem diversas fontes de calor relacionadas a diferentes fenômenos físicos, é inviável tentar determinar com precisão cada parcela de calor produzido. Desta forma, optou-se por utilizar dados de emissões térmicas de grupos geradores presentes nas literaturas especializadas. Estabeleceu-se uma equivalência técnica entre o grupo gerador utilizado neste trabalho (potência stand-by de 82,9 kVA) e aquele comercializado pela empresa Caterpillar, modelo DG60-2, de 80 kVA. Esta equivalência foi necessária, pois não existem dados térmicos acessíveis para o grupo gerador estudado que não é comercializado normalmente. A partir desta hipótese, pode-se estabelecer que a quantidade de calor rejeitado pelo grupo gerador é da ordem de **5,7 kW**.

ii. Determinar quantidade de calor emitido pelo escapamento

A tubulação de escapamento do grupo gerador que estará dentro da sala de testes tem um comprimento total de 5,5 metros e um diâmetro de 3 polegadas. A Tabela 3 apresenta a quantidade de calor rejeitado de acordo com cada tipo de tubulação de escape, caso esta não apresente nenhum tipo de isolamento térmico:

Tabela 3 - Estimativa do calor emitido pela tubulação de escape do grupo gerador

Diâmetro do tubo em polegadas (mm)	Calor do Tubo em BTU/min/pés (kJ/min/m)	Calor do Silencioso BTU/min (kJ/min)
3 (76)	87 (301)	922 (973)
3.5 (98)	99 (343)	1047 (1105)
4 (102)	112 (388)	1175 (1240)
5 (127)	139 (481)	1501 (1584)
6 (152)	164 (568)	1944 (2051)
8 (203)	213 (737)	2993 (3158)
10 (254)	268 (928)	3668 (3870)
12 (305)	318 (1101)	5463 (5764)
14 (356)	367 (1270)	8233 (8686)

Fonte: Manual de aplicações da Cummins Power Generation (2011).

Assim, pode-se afirmar que o conjunto da tubulação de escape mais o silencioso (equipamento responsável pela atenuação do ruído) rejeitam **43,81 kW** em calor sensível para o interior da sala de testes caso estivesse sem isolamento. Observa-se que o calor rejeitado pela tubulação de escape é muito elevado, desta forma, decidiu-se aplicar isolamento de lã mineral em toda a tubulação de escapamento no interior da sala de testes para diminuir o calor rejeitado no interior da sala.

Para determinar o calor rejeitado pela tubulação de escapamento com o isolamento térmico, usou-se a Equação 5 descrita a seguir. Antes de avançar com os cálculos, é preciso comentar as hipóteses feitas para que o mesmo seja aceitável. Sabe-se que a temperatura dos gases de escapamento é da ordem de 700 °C (HEYWOOD, 1988). As condutividades térmicas da lã mineral e do aço foram consideradas como sendo 0,126 W/m.K e 53 W/m.K respectivamente (INCROPERA *et al*; 2007).

$$Q = \frac{\Delta T}{\left( \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi k_{l\tilde{a}} L} + \frac{1}{2\pi r_3 L (h_{convecção} + h_{radiação})} \right)} + q_{silencioso} \quad (5)$$

Na Equação 5, Q representa o calor transferido [W];  $\Delta T$  representa a variação de temperatura entre a superfície da lã e o ar no interior da sala;  $r_2$  e  $r_3$  são a espessura do duto e espessura do isolante, respectivamente [m]; K é a condutividade térmica [W/m.K]; L é o comprimento do duto que se encontra no interior da sala; h é o coeficiente de troca térmica relacionado à convecção e radiação [W/m<sup>2</sup>.K].

$$Q = \frac{658}{\left( \frac{\ln(0,0905/0,0395)}{2 * \pi * 0,126 * 5,5} + \frac{1}{2 * \pi * 0,0905 * 5,5 * (9,42 + 26,8)} \right)} + \frac{973}{60}$$

$$Q = 19,32 \text{ kW}$$

Usando a Equação 5 determina-se que o calor emitido pela tubulação de escapamento isolado no interior da sala de testes é de **19,32 kW** o que representa uma queda de quase 50% do calor emitido sem a proteção térmica. Para este resultado, foi considerada uma espessura de isolante de 2” (aproximadamente 51 mm) e uma lã mineral com densidade de 128 kg/m<sup>3</sup>.

### iii. Total de calor rejeitado no interior da sala

Observa-se que as duas únicas fontes de calor presentes no interior da sala de testes são o grupo gerador e o sistema de escapamento (tubulação e silencioso), pois a carga térmica externa foi considerada desprezível devido ao isolamento acústico/térmico nas paredes da sala. Desta forma, o total de calor rejeitado no interior da sala é de **25,02 kW**.

### iv. Aumento máximo aceitável da temperatura interna da sala

A temperatura máxima que pode ser atingida na sala de testes deve ser estipulada com base no tempo de exposição dos operadores a esta temperatura, na temperatura ótima de

operação do grupo gerador e na capacidade de dissipação do calor pelo sistema de ventilação. Assim, estipulou-se uma temperatura máxima de **42°C** no interior da sala durante a operação do MCI de acordo com a NR 15 do MTE. Vale ressaltar que a exposição de operadores à esta temperatura será mínima, pois por razões de segurança a sala de testes deve ser evacuada durante sua operação. Apenas em casos de intervenções rápidas ou no caso de partida manual do grupo gerador, será permitida a entrada de pessoal técnico no interior da sala durante operação.

Como a máxima temperatura externa registrada é de **32°C** [segundo a base de dados meteorológicos SWERA], a variação máxima de temperatura da sala é de **10°C**.

v. Requisitos do fluxo de ar para combustão no MCI

Segundo o manual do grupo gerador Caterpillar DG80-2, a vazão de ar necessária para a combustão é de **4,9 m<sup>3</sup>/min**.

vi. Cálculo do fluxo de ar total que deve passar pela sala de testes

De acordo com ASHRAE (2007) a vazão de ar necessária para dissipar o calor rejeitado no interior da sala de testes é dada pela Equação 6 a seguir:

$$\dot{Q} = q / (\rho * C_p * \Delta T) \quad (6)$$

Onde  $\dot{Q}$  é a vazão de ar necessária [m<sup>3</sup>/s]; q é o calor rejeitado no interior da sala [kW];  $\rho$  é a massa específica do ar [1,01 kg/m<sup>3</sup>];  $C_p$  é o calor específico do ar [1,15 kJ/kg\*K];  $\Delta T$  é a máxima variação de temperatura na sala [K];

$$\dot{Q} = 25,02 / (1,15 * 1,01 * 10)$$

Ao aplicar-se a Equação 6 usando os dados determinados ao longo deste tópico, obtém-se um total de  $\dot{Q} = 133,8 \text{ m}^3/\text{min}$  ou  $\dot{Q} = 8.028 \text{ m}^3/\text{h}$ . Observa-se que a vazão de ar necessária para dissipar o calor produzido durante a operação do grupo gerador é maior do que a vazão requerida pelo número mínimo de trocas de ar (1991,8 m<sup>3</sup>/h, calculado no tópico anterior).

#### 4.1.2.2 Considerações de mecânica dos fluidos

Em um escoamento que não haja perdas ou ganhos de energia, aplica-se o princípio da conservação da energia entre duas fronteiras impostas ao escoamento, fronteira 1 e fronteira 2. Neste caso, escreve-se a equação da conservação da energia como a igualdade entre as somas

das energias potencial e cinética do fluido em cada fronteira (MESQUITA GUIMARÃES E NEFUSSI, 1977). Pode-se rearranjar tal equação de forma que o termo de energia de pressão fique evidente, assim tem-se:

$$z_1 + \frac{p_1}{P_e} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{P_e} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (7)$$

Onde,  $z_1$  é a altura em que se encontra a entrada (fronteira 1) [m];  $p_1$  pressão na entrada [Pa];  $P_e$  é o peso específico do fluido [ $N/m^3$ ];  $v_1$  velocidade de entrada do escoamento [m/s];  $g$  a aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ];  $z_2$  é a altura referente a saída do escoamento (fronteira 2);  $p_2$  pressão na saída do escoamento;  $v_2$  velocidade do fluido na saída.

A Equação 7 é conhecida como equação de Bernoulli e é de grande utilidade no estudo de escoamentos ao longo de tubulações. Entretanto, a forma apresentada ainda não representa a realidade pois foram desconsideradas as perdas de energia inerentes a qualquer sistema real. Para que a equação fique mais completa, é necessário introduzir um termo de energia referentes as perdas. Desta forma, tem-se a equação de Bernoulli modificada (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009):

$$z_1 + \frac{p_1}{P_e} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{P_e} + \frac{v_2^2}{2g} + PERDAS_{1-2} \quad (8)$$

Nesta Equação 8, observa-se que no lado direito da igualdade foi adicionado o termo referente as perdas de energia entre os pontos 1 e 2 (entrada e saída). Estas perdas de energia são basicamente devido à fricção do fluido nas paredes da tubulação e as excentricidades nesta tubulação (curvas, válvulas, variação na seção transversal e etc). Esta perda de energia ao longo do escoamento também é conhecida por perda de carga e deve ser considerada em todo projeto que envolva escoamento de fluidos.

A perda de carga será calculada em dois momentos distintos, inicialmente será calculada a perda de carga por conta do atrito do fluido com os dutos e em um segundo momento será considerada a perda de carga por conta de acessórios e excentricidades na tubulação. Vale ressaltar que será instalado um sistema de ventilação misto assim, serão feitos os cálculos de dimensionamento para cada parte do sistema de forma independente. A Equação 9 é conhecida como equação de Darcy-Weisbach e pode ser aplicada para escoamentos laminares e turbulentos a fim de determinar a queda de pressão associada as perdas de energia por atrito. (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009).

$$\Delta P = f * \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2} * \rho \quad (9)$$



Onde,  $\Delta P$  é a perda de carga em forma de queda de pressão [Pa];  $f$  é o coeficiente de atrito entre fluido e tubulação;  $D$  é o diâmetro interno do tubo [m];  $L$  é o comprimento retilíneo do tubo [m];  $V$  é a velocidade média do escoamento [m/s];  $\rho$  é a massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>].

Em escoamentos laminares, o coeficiente de atrito  $f$  depende apenas do número de Reynolds e é calculado a partir da seguinte equação:

$$f = 64/Re \quad (10)$$

Em casos de escoamentos turbulentos ( $Re > 4.000$ ) o coeficiente de atrito pode ser determinado a partir da equação a seguir (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009):

$$f = a + b * Re^{-c} \quad (11)$$

$$a = 0,53 * \left(\frac{\varepsilon}{D}\right) + 0,094 * \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0,225} \quad (12)$$

$$b = 88 * \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0,44} \quad (13)$$

$$c = 1,62 * \left(\frac{\varepsilon}{D}\right)^{0,134} \quad (14)$$

Onde  $\varepsilon$  é a rugosidade das paredes do duto [m] e  $D$  é a dimensão característica.

Já a perda de carga devido às excentricidades na tubulação e a presença de acessórios, é calculada a partir da equação que segue (FOX, PRITCHARD E MCDONALD 2010):

$$\Delta P = K * \frac{\bar{V}^2}{2} * \rho \quad (15)$$

Onde,  $\Delta P$  é a perda de carga em forma de queda de pressão [Pa];  $K$  é o coeficiente de perda de carga de cada acessório;  $V$  é a velocidade média do escoamento [m/s];  $\rho$  é a massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>].

A seções a seguir apresentarão os cálculos efetuados para o correto dimensionamento do sistema de ventilação de admissão e exaustão de ar.

a) Perda de carga na tubulação de admissão de ar

Como indicado na Seção 3.4, será feita a consideração de que a vazão necessária no interior da sala será fornecida por dois ventiladores similares instalados na entrada e saída

de ar da sala de testes. Utilizou-se uma tabela de cálculos que se baseia nas equações 9 a 15 para o cálculo da perda de carga na admissão.

Os dados apresentados na Tabela 4 são provenientes das condições de projeto do sistema e de constantes apresentadas por Fox, Pritchard e Mcdonald (2010).

Tabela 4 - Dados de entrada para o cálculo da perda de carga na admissão de ar

Grandeza	Representação algébrica	Valor numérico	Unidade
Vazão Volumétrica na admissão	Q	2.23	m <sup>3</sup> /s
Diâmetro da secção quadrada do duto	l	0.45	m
Comprimento da tubulação	L	4.10	m
Densidade do ar	$\rho$	1.15	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade cinemática do ar	$\nu$	1.64E-05	m <sup>2</sup> /s
Rugosidade do duto de aço galvanizado	$\epsilon$	1.50E-04	m

Fonte: elaborado pelo autor.

De posse dos valores apresentados na Tabela 4 e das equações já mencionadas ao longo deste trabalho, montou-se a Tabela 5 com os resultados importantes para o cálculo de perda de carga na admissão.

Tabela 5 - Resultados dos cálculos de perda de carga para a admissão de ar

Grandeza	Representação algébrica	Equação algébrica	Valor numérico	Unidade
Área da seção transversal do duto	S	$S = l^2$	0.20	m <sup>2</sup>
Velocidade do ar no duto	V	$V = \frac{Q}{S}$	11.01	m/s
Número de Reynolds	Re	$Re = \frac{V * l}{\nu}$	3.02E+05	-
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	$\epsilon/D$	3.33E-04	-
Fator de atrito	f	Equação 11	1.81E-02	-
Perda de carga por atrito	$\Delta P$	Equação 9	11.49	Pa

Fonte: elaborado pelo autor.

O cálculo de perda de carga localizada na tubulação de admissão foi baseado nos coeficientes de perda de carga  $K$  apresentados por Fox, Pritchard e McDonald (2010). A Tabela 6 resume todas as excentricidades dos dutos e admissão e os valores de  $K$  para cada uma:

Tabela 6 - Coeficientes de perda de carga na tubulação de admissão

Tipos de excentricidades	Quantidade	$K$
Saida borda viva	1	1
Curva 60° ( $r/l = 1$ )	1	0.1407
Curva 90° ( $r/l = 2$ )	1	0.11

Fonte: elaborado pelo autor. Dados obtidos em Fox et al (2010).

De posse das informações da Tabela 6, calculou-se a perda de carga por conta de acessórios presentes na tubulação. A perda de carga calculada usando-se a Equação 15 foi de **87,22 Pa**. É importante lembrar que será posicionado na entrada de ar da tubulação um equipamento de atenuação de ruído. Os detalhes construtivos deste equipamento serão discutidos na seção 4.3 deste trabalho. O uso deste equipamento aumenta a perda de carga na tubulação e deve ser considerado nos cálculos. Simulações do escoamento no atenuador de ruído mostram que a perda de carga adicional devido a sua geometria é de **306,2 Pa**.

A perda de carga total na admissão de ar do sistema de ventilação é de **393,42 Pa**. Como discutido anteriormente, o ventilador escolhido deve ser capaz de fornecer uma pressão estática capaz de vencer a perda de carga da tubulação. Ao consultar-se fornecedores de ventiladores comerciais, observou-se que as unidades de medida de pressão comumente usadas para dimensionamento de ventiladores são os milímetros de coluna d'água ( $\text{mmH}_2\text{O}$  ou  $\text{mmca}$ ) desta forma, o ventilador apropriado para o sistema de admissão deve fornecer uma pressão de **40,14 mmca** e uma vazão de **133,8 m<sup>3</sup>/min** além de apresentar como diâmetro externo máximo de 45 cm, pois a limitação de espaço físico impõe uma tubulação de no máximo 45 cm de lado.

#### b) Perda de carga na tubulação de exaustão de ar

A metodologia para o cálculo da perda de carga na tubulação de exaustão de ar da sala de testes é semelhante àquela aplicada no item anterior. Primeiro, calculou-se a perda de carga distribuída nos dutos por conta do atrito entre o fluido e as paredes e depois calculou-se a perda de carga localizada. É importante frisar que diferentemente da admissão, a tubulação de exaustão apresenta seção transversal quadrada, por questões de limitação de espaço e de geometria na sala de testes.

A Tabela 7 apresenta os dados de entrada para o cálculo da perda de carga no sistema de exaustão de ar. Esses dados são provenientes da geometria do sistema bem como de parâmetros ambientais da sala de testes.

Tabela 7 - Dados de entrada para o cálculo da perda de carga na exaustão de ar

Grandeza	Representação algébrica	Valor numérico	Unidade
Vazão Volumétrica na exaustão	Q	2.23	m <sup>3</sup> /s
Diâmetro da secção quadrada do duto	l	0.45	m
Comprimento da tubulação	L	2.50	m
Densidade do ar	$\rho$	1.15	kg/m <sup>3</sup>
Viscosidade cinemática do ar	$\nu$	1.64E-05	m <sup>2</sup> /s
Rugosidade do duto de aço galvanizado	$\epsilon$	1.50E-04	m

Fonte: elaborada pelo autor.

De posse dos valores apresentados na Tabela 7 e das equações já mencionadas ao longo deste trabalho, montou-se a Tabela 8 com os resultados importantes para o cálculo de perda de carga na exaustão de ar.

Tabela 8 - Resultados dos cálculos de perda de carga para a exaustão de ar

Grandeza	Representação algébrica	Equação algébrica	Valor numérico	Unidade
Área da secção transversal do duto	S	$S = l^2$	0.20	m <sup>2</sup>
Velocidade do ar no duto	V	$V = \frac{Q}{S}$	11.01	m/s
Número de Reynolds	Re	$Re = \frac{V * l}{\nu}$	3.02E+05	-
Rugosidade relativa	$\epsilon/D$	$\epsilon/l$	3.33E-04	-
Fator de atrito	f	Equação 7	1.81E-02	-
Perda de carga por atrito	$\Delta P$	Equação 5	7.00E+00	Pa

Fonte: elaborada pelo autor.

Observa-se que a perda de carga distribuída na admissão é maior do que a calculada para a exaustão. Isso ocorre principalmente pelo fato de o comprimento linear  $L$  da tubulação de exaustão ( $L = 2.5$  m) ser o quase a metade do comprimento da admissão ( $L = 4,10$  m). Na Tabela 9, apresenta-se os dados usados para o cálculo da perda de carga localizada na exaustão.

Tabela 9 - Coeficientes de perda de carga na tubulação de exaustão

Tipos de excentricidades	Quantidade	K
Entrada borda viva	1	0,5
Curva 90° ( $r/l = 1$ )	2	0,21

Fonte: elaborada pelo autor. Dados obtidos em Clezar e Nogueira (2009).

Calculou-se a perda de carga localizada na tubulação de exaustão usando-se a Equação 15 e os dados da Tabela 9. O valor encontrado para a perda de carga localizada foi de **64,15 Pa**. Mais uma vez, chama-se a atenção ao fato de que na tubulação de exaustão dos gases também está presente o sistema de atenuação de ruído, assim como na entrada de ar. Desta forma, foi simulada a condição de escoamento no atenuador de ruído da exaustão e obteve-se uma perda de carga de **306,2 Pa**.

Ao final, observa-se que a perda de carga total na exaustão é de **370,35 Pa**, ou seja, **37,79 mmca**. Desta forma, o ventilador que deverá ser instalado na exaustão de ar da sala de testes deve apresentar uma vazão de **133,8 m<sup>3</sup>/min** e pressão estática de **37,79 mmca**. Além de uma limitação geométrica de 45 cm de diâmetro total.

#### 4.1.2.3 Sistema de filtragem do ar

Como discutido anteriormente na Seção 3.4, o ambiente externo da sala testes é limpo, sem grandes quantidades de poluição ou rejeitos gasosos de processos químicos. Desta forma, não se faz necessária a instalação de um sistema de filtragem robusto, sendo necessária apenas a atenção com os particulados sólidos e possíveis animais que possam ser sugados pelo sistema de ventilação forçada.

Assim, decidiu-se pela instalação de telas de proteção na entrada e saída dos atenuadores de ruído de forma a proteger todo o sistema de possíveis agentes externos que pudessem danificar seus componentes. A tela usada será de aço galvanizado com um diâmetro do arame de 1,06 mm e de abertura de 7,42 mm. Com uma abertura deste tamanho não será possível a entrada de corpos estranhos dentro do sistema de ventilação e o fluxo de ar desejado não será afetado significativamente.

#### ***4.1.3 Projeto e instalação do sistema de atenuação de ruído da sala de testes***

Tendo em vista os princípios da atenuação de ruído apresentados na seção 3.5 deste trabalho, os mecanismos de atenuação dimensionados para a sala de testes de motogeradores serão apresentados em tópicos diferentes de acordo com a natureza física do mecanismo de atenuação empregado. Será tratada a atenuação do ruído pelo isolamento da fonte sonora por parede dupla e revestida com material absorvente; utilização de equipamentos de atenuação sonora, os atenuadores e portas acústicas; discussão sobre o dimensionamento dos Equipamentos de Proteção Individual (EPI) adequados ao regime de operação da sala de testes bem como a determinação do tempo limite de exposição ao ruído.

Antes de iniciar-se o cálculo do isolamento acústico da sala de testes por meio de parede dupla, é preciso ressaltar um fato importante sobre este estudo. Por falta de informações da parte do fabricante do MCI, não se conhece com exatidão o nível de ruído emitido pelo grupo gerador. Desta forma, foi feita uma série de medições de nível sonoro usando-se um decibelímetro. O procedimento seguido para as medições foi feito de acordo com a norma brasileira NBR 10151 e é descrito com detalhes na seção 5 deste trabalho. O nível de ruído determinado para o motogerador estudado é de 100 dB.

Além disto, é importante salientar que como apresentado na Seção 4.1.2 deste trabalho, serão usados dois ventiladores no interior da sala de testes de forma a garantir a circulação de ar necessária para o funcionamento do grupo gerador. Estes ventiladores emitem um certo nível de ruído e este deve ser considerado para fins de cálculos de isolamento e atenuação de ruído. Como hipótese, assumiu-se um valor médio de 75 dB para cada ventilador. Este valor é uma média dentre os valores de ruído informados pelos principais fabricantes brasileiros.

Uma metodologia de cálculo para a soma de ruídos emitidos por diferentes fontes é apresentada por Saliba (2008), onde deve-se determinar a raiz média quadrática das pressões sonoras de cada fonte separadamente, para que então se calcule a razão média quadrática total considerando-se todas as fontes. De posse do valor global da razão média quadrática de todas as fontes, calcula-se o Nível de Pressão Sonora (NPS) global. A Equação 16 apresenta o NPS em função das pressões sonoras de referência e medida.

$$NPS = 10 * \log\left(\frac{P}{P_o}\right)^2 \quad (16)$$

Onde  $P$  é o nível de pressão sonora medido no local e  $P_o$  é a pressão de referência atmosférica. Pode-se transformar a Equação 16 de forma que a partir de um NPS dado seja possível calcular a razão de pressões ao quadrado. Então, tem-se a Equação 17:

$$\left(\frac{P}{P_o}\right)^2 = 10^{(NPS/10)} \quad (17)$$

Por fim, tem-se que o efeito combinado de diversas fontes de ruído é dado por:

$$\left(\frac{P_{total}}{P_o}\right)^2 = \left(\frac{P_1}{P_o}\right)^2 + \left(\frac{P_2}{P_o}\right)^2 + \left(\frac{P_3}{P_o}\right)^2 + \left(\frac{P_n}{P_o}\right)^2 \quad (18)$$

Onde  $P_n$ , é a pressão sonora da  $n$ -ésima fonte. Neste caso, considerando-se dois ventiladores de 75 dB cada e um grupo gerador emitindo 100 dB de ruído, obteve-se uma razão de pressão quadrática total de  $1,00632 \times 10^{10}$ . Ao aplicar-se esse valor na Equação 16 obtém-se um NPS de 100,027 dB. Conclui-se então que a influência do ruído gerado pelos ventiladores é desprezível frente ao ruído emitido pelo grupo gerador. Nos cálculos subsequentes de dimensionamento será considerado um NPS de 100 dB.

#### 4.1.3.1 Isolamento acústico das paredes do recinto de testes

A norma NBR 10151 (2000) determina que o Nível de Critério de Avaliação (NCA) é o nível que deve ser usado como limite para comparação entre o ruído medido no local e o estipulado pela norma como aceitável segundo o tipo de área em que se está situado. A Tabela 10 apresenta dos NCA indicados na norma brasileira:

Tabela 10 - NCA para ambientes externos, em dB (A)

Tipos de áreas	Diurno	Noturno
Áreas de sítios e fazendas	40	35
Área estritamente residencial urbana ou de hospitais ou de escolas	50	45
Área mista, predominantemente residencial	55	50
Área mista, com vocação comercial e administrativa	60	55
Área mista, com vocação recreacional	65	55
Área predominantemente industrial	70	60

Fonte: NBR 10151 (2000).

Observando-se a Tabela 10 nota-se que o NCA adequado para a aplicação escopo deste trabalho é de 50 dB durante o período diurno e 45 dB durante o período noturno. Em se tratando de um ambiente didático e interno a universidade, determinou-se que o laboratório não

deverá funcionar no período noturno. Assim, observa-se que a atenuação necessária seria de 50 dB tendo em vista uma fonte emissora de 100 dB.

Uma vez estabelecida a queda de nível de som ( $\Delta$ ) entre o recinto de testes e o ambiente externo, deve-se determinar qual material isolante deverá ser usado de forma a garantir o isolamento previsto na norma. A NBR 12179 (1992) apresenta uma extensa lista de materiais comumente usados em isolamentos acústicos e seus níveis de atenuação em dB. No caso deste estudo, tem-se um  $\Delta = 50$  dB.

O principal fator a ser considerado em uma parede para isolamento acústico é seu peso/m<sup>2</sup>. Isso implica que para uma mesma espessura de parede, materiais mais densos serão mais eficientes do que materiais menos densos. Quanto maior for a elasticidade do material, mais fácil o mesmo entrará em ressonância com a vibração sonora e menor será sua capacidade de atenuar o ruído (DIMANT, 1965).

Analisando-se os materiais propostos pela norma, bem como as considerações apresentadas pela bibliografia, optou-se pela parede de alvenaria de tijolo maciço (de concreto) com espessura de 30 cm. O concreto seco apresenta densidade entre 2.000 Kg/m<sup>3</sup> e 2.800 Kg/m<sup>3</sup> (ABNT NBR 6118, 2003) além de apresentar baixa elasticidade.

De acordo com a NBR 12179 (1992) uma parede de alvenaria maciça de 30 cm é capaz de atenuar 53 dB a uma frequência de 500 Hz. Tal solução por si só se apresenta razoável para a aplicação desejada. Entretanto, devido à falta de dados exatos do nível de ruído emitido pelo grupo gerador estudado, optou-se por um isolamento ainda mais robusto do que o proposto pela norma brasileira. Além da construção de parede de concreto maciço de 30 cm de espessura em todo o perímetro da sala de testes, adicionou-se uma camada de areia média (NBR 7211, 1983) de 15 cm de espessura e uma parede de alvenaria de tijolo furado de 15 cm de espessura. No total, a parede multicamadas da sala de testes apresenta uma espessura média de 60 cm.

O uso de areia média entre a parede de tijolos furados e a parede de concreto maciça foi uma decisão baseada no custo-benefício que esta solução apresenta. Ao consultar-se diversos estúdios de música em Fortaleza, observou-se que o uso de areia é uma solução de baixo custo e de desempenho satisfatório. Entretanto, não foi possível determinar o nível exato de atenuação conferido pelo uso da areia como isolante acústico por conta da falta de estudos científicos que usem este material como objeto de estudo. Este trabalho se propõe desta forma a validar o uso deste material como alternativa para isolamentos acústicos em caráter de medida de segurança e não como componente principal do isolamento. Neste caso, a principal parcela de atenuação de ruído será feita pela parede de concreto maciço.

Um ponto especial deve ser levantado neste tópico, o teto da sala de testes não pode receber uma dupla parede em concreto maciço como o restante das superfícies da sala. Desta



forma, foi preciso buscar uma outra solução para garantir o devido isolamento acústico da sala considerando a superfície do teto. Assim, optou-se pelo uso de placas espessas de gesso para o revestimento do teto. Segundo a NBR 12179 (1992) uma placa de gesso de 10 cm é capaz de atenuar 24 dB a 500 Hz de frequência. Como o objetivo do isolamento desta sala é de garantir uma atenuação mínima de 50 dB, além de uma placa de gesso de 10 cm será instalada uma manta de lã de rocha com 3 cm de espessura e, logo após, mais uma camada de gesso com 10 cm de espessura, totalizando 23 cm de material isolante no teto da sala de testes. Mais uma vez fica evidente a preocupação com as emissões de ruído durante a operação do gerador, pois a solução escolhida para isolamento do teto se mostra superior aos padrões brasileiros exigidos por norma.

Além do isolamento acústico garantido pela parede multicamadas projetada, optou-se pelo uso de uma espuma acústica como revestimento interno da sala a fim de garantir a absorção de reverberações no interior do recinto. A espuma escolhida é um modelo comercial que apresenta formato de picos-e-vales ondulados em material anti-chamas e perfilado. A espuma será usada em todas as superfícies internas da sala com exceção do solo que é um piso industrial e que recebeu um revestimento em borracha para aumentar a segurança e durabilidade da sala de testes.

#### *4.1.3.2 Equipamentos de atenuação de ruído: atenuadores e portas acústicas*

##### a) Atenuadores de ruído

Atenuadores de ruído são equipamentos instalados nos sistemas de ventilação quando se deseja controlar o nível e ruído em um determinado ambiente. Podendo ter seção transversal circular ou quadrada, os atenuadores de ruído são soluções amplamente utilizadas comercialmente em projetos onde a emissão de ruído é um fator determinante no projeto (Saliba, 2008).

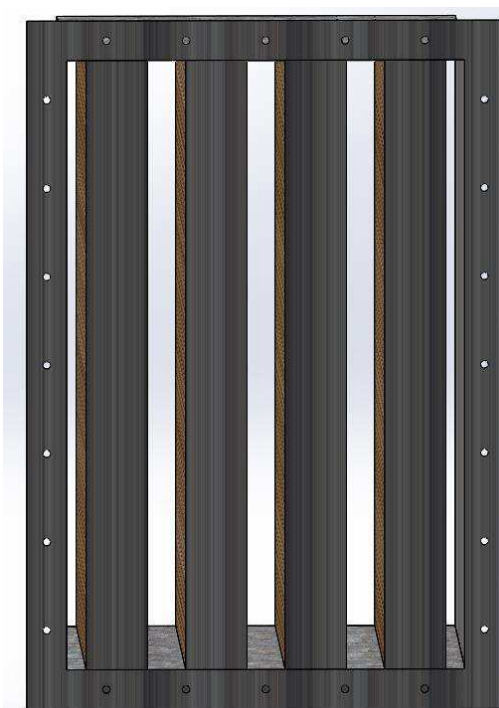
Tendo em vista a geometria da sala de testes em grupos geradores projetada neste trabalho, decidiu-se instalar dois atenuadores de seção transversal retangular. Por questões de custos e técnicas, os atenuadores serão projetados durante o desenvolvimento deste trabalho ficando apenas a execução do projeto para empresa terceirizada contratada para este fim. Existem diversas soluções já consolidadas no mercado para o design e características de atenuadores de ruído. Entretanto, muitas destas soluções se apresentam com custos elevados ou simplesmente não atendem com rigor à todas as restrições deste projeto.

O primeiro passo para o dimensionamento dos atenuadores é a escolha do material absorvedor sonoro apropriado. Comercialmente, dois materiais se destacam em relação aos demais: as lãs de rocha e de vidro. Estes materiais apresentam-se como boas escolhas devido

aos seus altos coeficientes de absorção. No caso deste projeto, optou-se pelo uso de lãs de rocha que apresenta um alto coeficiente de absorção sonoro em altas frequências, cerca de 0.73 para 10 cm de espessura em uma frequência de 500 Hz (DIAMANT, pg. 238, 1965). Além disso, estes materiais não são inflamáveis e resistentes a intempéries. Esse tipo de material oferece ainda certo grau de filtragem do ar retendo impurezas em forma de material particulado médio e grande. Do ponto de vista estrutural, definiu-se que serão usadas chapas de aço galvanizado de 0.9 mm de espessura.

A geometria quadrada do atenuador é comumente encontrada em aplicações comerciais. É indicada para atenuação de ruído em dutos de seção quadrada e com grandes vazões de ar. Para que sejam determinadas as dimensões do atenuador, é importante apresentar o design escolhido para aplicação neste projeto. A Figura 13 mostra o design do atenuador que será usado tanto no duto de entrada quanto no de saída da sala de testes:

Figura 13 - Desenho do atenuador de anteparas paralelas



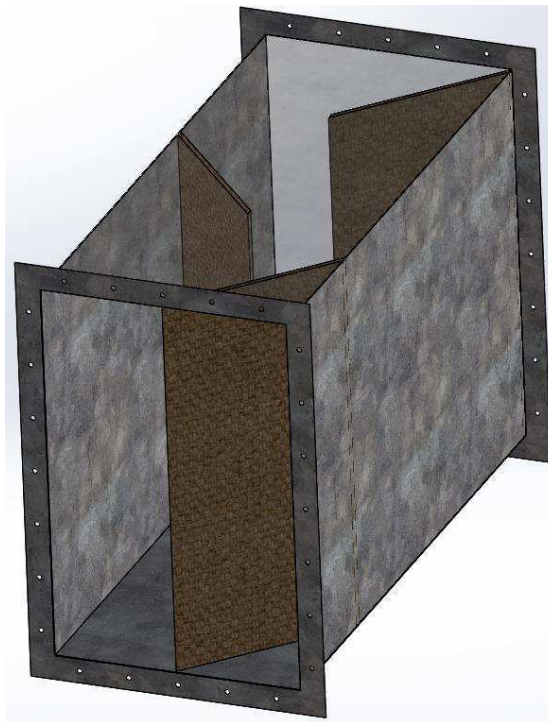
Fonte: elaborado pelo autor.

Segundo consultas aos fabricantes deste tipo de equipamento no Brasil e no exterior, percebeu-se que esta geometria é a mais usada e mais aconselhável para o tipo de aplicação em questão. As células centrais do atenuador serão recheadas com lã de rocha, de forma que o ar deverá passar majoritariamente pela região entre uma célula atenuadora e outra.

Mesmo que este tipo de solução venha sendo usada comumente em aplicações diversas na indústria e em outros setores, é importante ressaltar que grande parte do fluxo de ar

ainda ocorre nas regiões entre as células atenuadoras, ou seja, passando livre de qualquer barreira que venha a garantir uma atenuação aceitável e confiável. Assim, tendo em vista todos os fatos apresentados e observando ainda o caráter inovador e acadêmico deste projeto, decidiu-se por uma solução ainda mais robusta do que a oferecida comercialmente. Além do modelo de atenuador com anteparas paralelas apresentado na Figura 13, decidiu-se desenvolver um segundo modelo de atenuador com uma geometria diferente do atenuador convencional que será usado em série com o primeiro modelo. Optou-se por um equipamento que possua anteparas inclinadas em relação ao fluxo de ar e que forcem um contato mais direto com o mesmo assegurando um nível de atenuação de ruído mais importante. Este atenuador de anteparas inclinadas foi inteiramente projetado para esta aplicação e não foi encontrada nenhuma aplicação comercial semelhante a desenvolvida neste trabalho. A Figura 14 apresenta esta nova geometria que será implementada neste trabalho.

Figura 14 - Atenuador de ruído de anteparas inclinadas



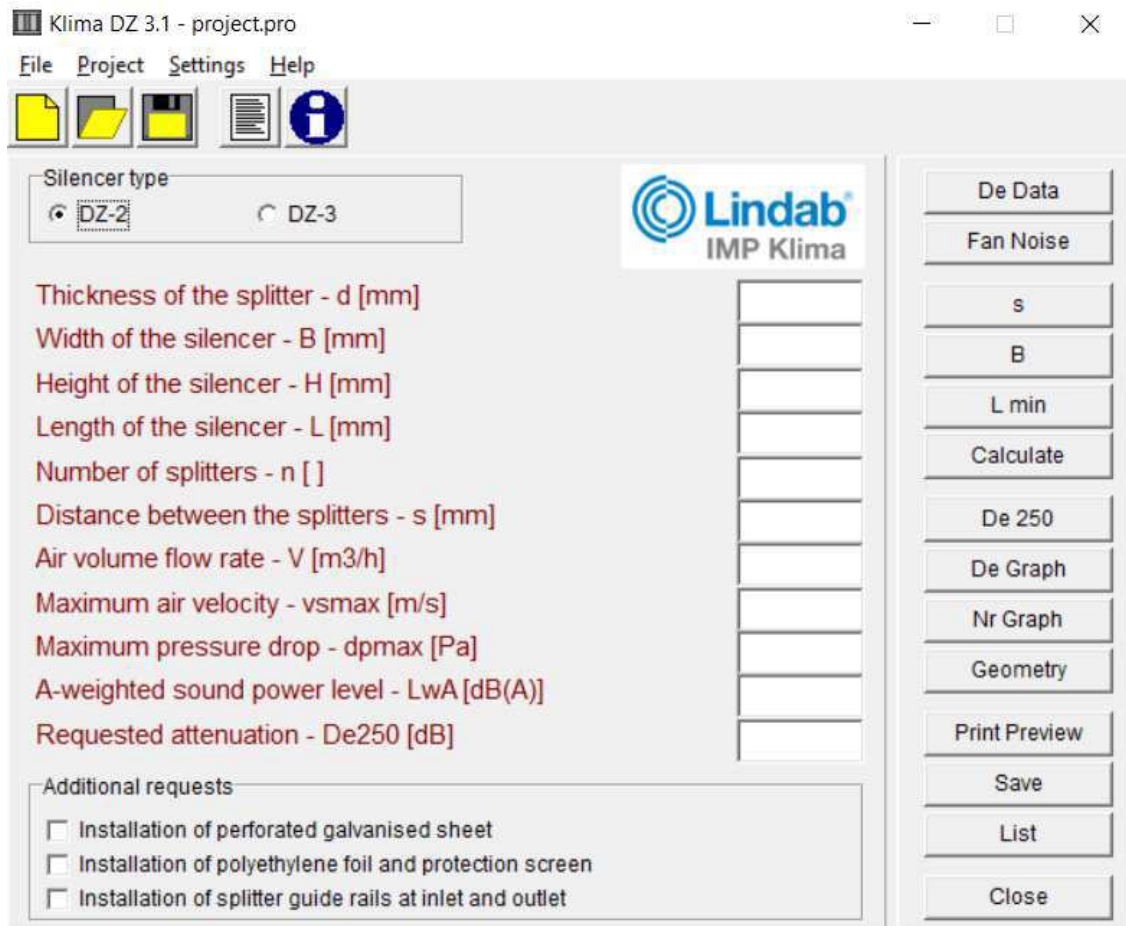
Fonte: elaborado pelo autor.

#### b) Dimensionamento de atenuador de anteparas paralelas

As dimensões necessárias para a construção do atenuador de anteparas paralelas (comercial) foram obtidas através do uso de software específico para este fim e disponibilizado livremente por seus desenvolvedores. O programa de computador Klima DZ® da empresa sueca Lindab, atuante na área de construções de grandes edifícios no mundo inteiro, permite

que se faça o dimensionamento de atenuadores a partir de parâmetros de projetos que serão fixados. A Figura 15 apresenta a interface do software Klima DZ.

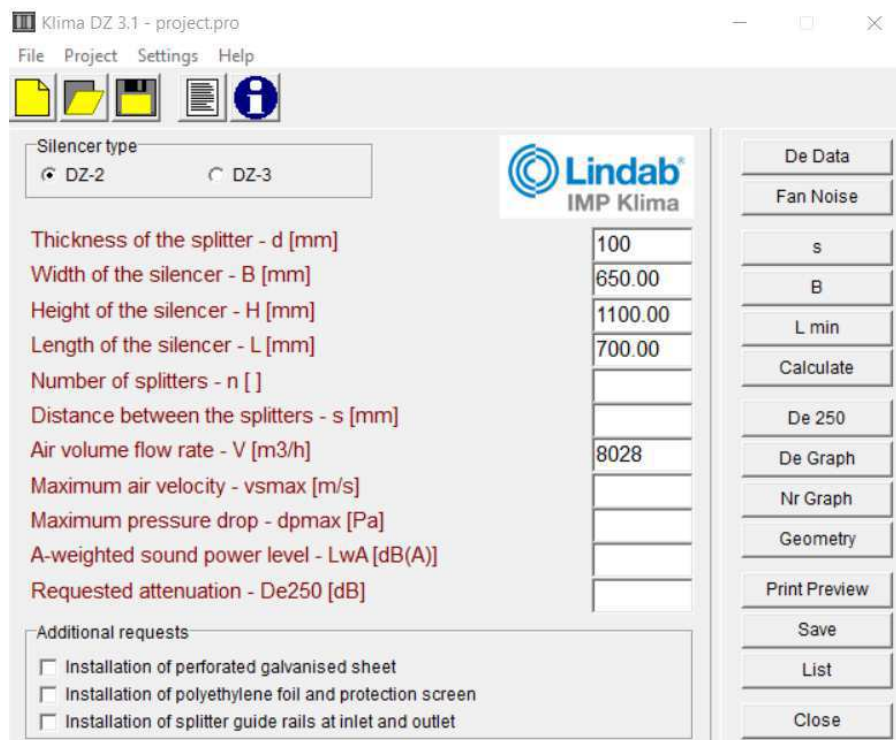
Figura 15 - Interface do software Klima DZ



Fonte: Software Klima DZ Lindab®

Pode-se observar pela imagem que vários parâmetros podem ser fixados de forma a determinar todas as características construtivas do atenuador projetado. Neste caso, serão fixados os seguintes parâmetros de acordo com os cálculos e definições já apresentados neste trabalho: vazão de ar no atenuador; máxima queda de pressão (perda de carga admissível); dimensões aceitáveis para o projeto. A Figura 16 mostra os parâmetros usados para o cálculo das dimensões do atenuador de ruído.

Figura 16 - Interface do software Kilma DZ com parâmetros de projeto



Fonte: Software Kilma DZ Lindab®

Observa-se que foi fixada uma vazão de  $8.028 \text{ m}^3/\text{h}$  para cada atenuador, valor que está em concordância com o previamente definido na seção 4.1.2.1. Em segundo lugar, fixou-se as dimensões do atenuador. Esses valores foram arbitrariamente definidos de acordo com as limitações de espaço do projeto. Por fim, o parâmetro definido como espessura da célula atenuadora “d” tomado por 100 mm é um parâmetro construtivo que influencia diretamente no nível de vazão que passa através do atenuador. Comercialmente o parâmetro “d” é fixado em 100 mm ou 200 mm sendo que o primeiro valor permite menor passagem de vazão pela zona livre de material atenuante enquanto que o segundo permite uma passagem mais livre de vazão. O compromisso entre atenuação e perda de carga fica evidente quando se analisa o parâmetro “d”. Desta forma, optou-se por admitir uma maior perda de carga em troca de uma melhor atenuação de ruído.

Com parâmetros de projeto fixados, o software é capaz de calcular as características físicas e de atenuação do equipamento que atenda da melhor maneira as condições impostas. A Figura 17 mostra o resultado dos cálculos feitos pelo software usando os parâmetros fixados. Para melhor ilustrar os resultados obtidos, o software apresenta ainda um gráfico de atenuação de ruído em decibéis para cada faixa de frequência observada. Na Figura 18 observa-se o gráfico de atenuação por frequência do atenuador calculado pelo software.

Figura 17 - Resultado dos cálculos efetuados por software

Klima DZ 3.1 - project.pro

File Project Settings Help

Silencer type  
 DZ-2  DZ-3

Thickness of the splitter - d [mm] 100

Width of the silencer - B [mm] 650.00

Height of the silencer - H [mm] 1100.00

Length of the silencer - L [mm] 700.00

Number of splitters - n [ ] 4

Distance between the splitters - s [mm] 62.50

Air volume flow rate - V [m<sup>3</sup>/h] 8028

Maximum air velocity - v<sub>smax</sub> [m/s]

Maximum pressure drop - dp<sub>max</sub> [Pa] 50.00

A-weighted sound power level - L<sub>wA</sub> [dB(A)]

Requested attenuation - De<sub>250</sub> [dB]

Additional requests

Installation of perforated galvanised sheet

Installation of polyethylene foil and protection screen

Installation of splitter guide rails at inlet and outlet

De Data

Fan Noise

s

B

L min

Calculate

De 250

De Graph

Nr Graph

Geometry

Print Preview

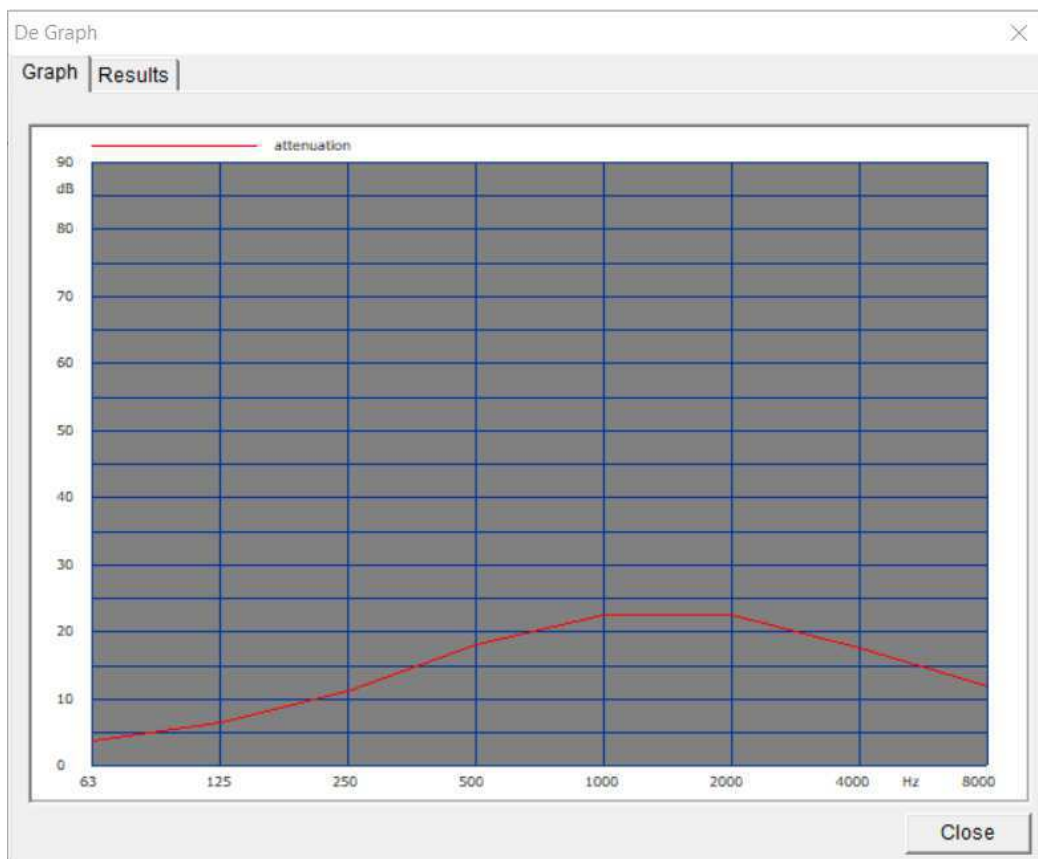
Save

List

Close

Fonte: Software Klima DZ Lindab®

Figura 18 - Gráfico de atenuação de ruído para cada faixa de frequência



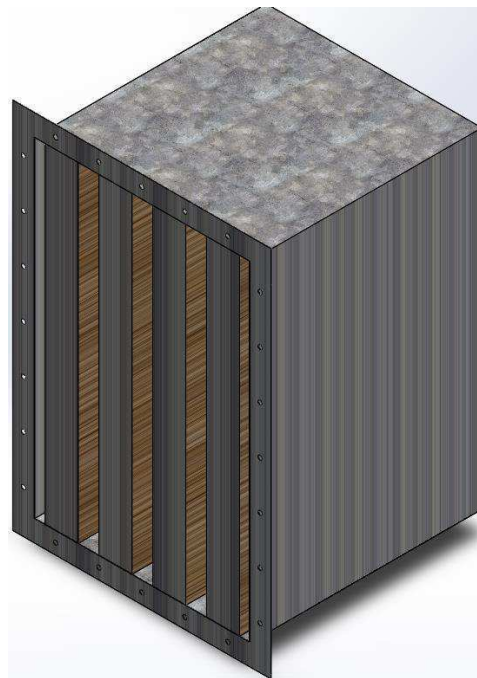
Fonte: Software Klima DZ Lindab®



De acordo com os resultados obtidos pelo software a atenuação de ruído deste modelo é aproximadamente 18 dB para uma frequência de 500 Hz e 23 dB para frequências de 1000 Hz e 2000 Hz, segundo Plint e Martyr (1999) essa faixa de frequência é aquela de maior emissão de ruído dos MCI.

De posse de todas as informações geométricas obtidas, foi possível a construção de um modelo do atenuador em 3D para que possa ser usado no projeto.

Figura 19 - Desenho em 3D do projeto de atenuador de ruído



Fonte: elaborado pelo autor.

É possível perceber que as dimensões de largura e altura da seção transversal do atenuador projetado não são as mesmas da tubulação de ventilação na qual o equipamento será instalado. De fato, os dutos de ventilação possuem seção quadrada com 450 mm de lado enquanto que o atenuador apresenta dimensões de 650 mm x 1100 mm. Para que haja uma correspondência entre as duas seções, será necessária a instalação de um difusor.

#### c) Dimensionamento de atenuador de anteparas inclinadas

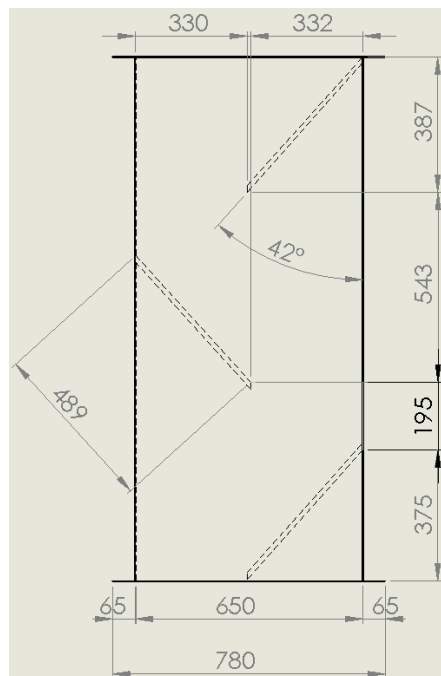
O atenuador de anteparas inclinadas foi projeto exclusivamente para este projeto, não sendo encontrado comumente em aplicações comerciais, como dito anteriormente.

Devido à falta de dados experimentais desta geometria diferenciada, o trabalho de dimensionamento do segundo atenuador foi feito completamente com base em softwares de simulação que usam métodos de elementos finitos para resolver problemas de mecânica dos fluidos e até acústica. Diversas geometrias foram testadas, fazendo-se variar o ângulo de inclinação das anteparas em relação ao fluxo de ar, o número de anteparas e seu comprimento.

Cada modificação proposta era simulada em computador e o comportamento do escoamento no equipamento era avaliado. Os principais parâmetros observados nos resultados das simulações eram o valor da perda de carga gerada pela geometria do atenuador e o nível de atenuação de ruído que era possível obter com o equipamento.

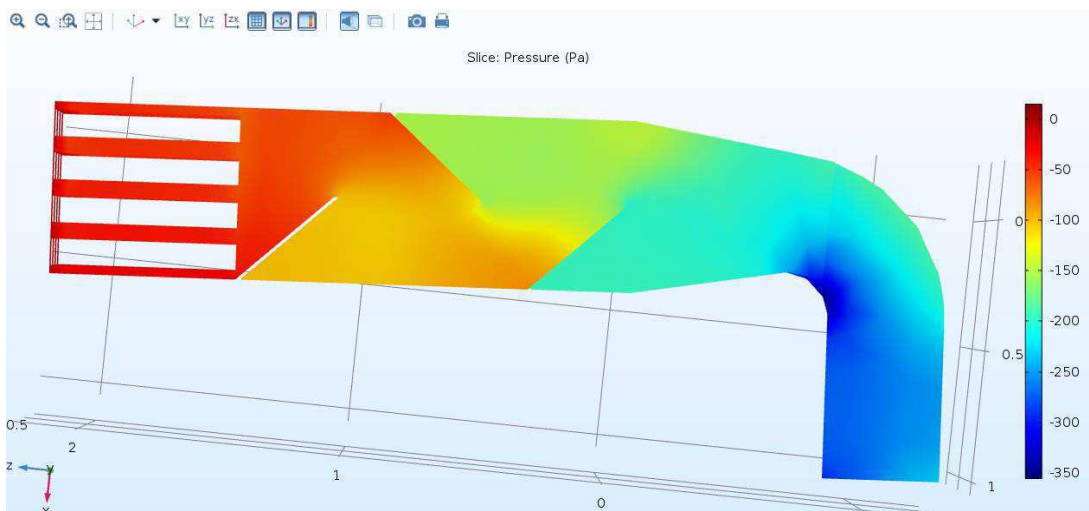
Após diversas tentativas e refinamento da geometria, chegou-se a uma solução considerada satisfatória do ponto de vista de perda de carga e de atenuação de ruído. A versão final da geometria proposta é mostrada na Figura 20 e o resultado da simulação de fluxo de ar no interior do atenuador é apresentado na Figura 21.

Figura 20 - Vista superior do atenuador de anteparas paralelas



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 21 - Simulação do escoamento de ar no sistema de atenuação de ruído



Fonte: elaborado pelo autor.



O resultado do nível de atenuação de ruído obtido através de simulações computacionais foi de aproximadamente 31 dB. O que juntamente com a atenuação conferida pelo atenuador comercial de anteparas paralelas é mais do que o necessário para que se atinja o valor estipulado pela norma para o nível de ruído no ambiente externo da sala de testes em geradores.

#### d) Dimensionamento do difusor

Este equipamento nada mais é do que um amplificador (ou redutor) de seção transversal para dutos, forçando o fluxo de ar a ser expandido (ou comprimido). Neste caso, a secção retangular dos atenuadores de ruído é de 650 mm x 1100 mm enquanto que a tubulação tem secção quadrada com 450 mm de lado. Assim, foi projetado um difusor capaz de ligar essas duas secções de dimensões diferentes e que não cause grandes perdas de carga ao sistema.

Além das seções transversais, outro parâmetro geométrico de grande importância para o dimensionamento de um difusor é o seu comprimento. Quanto maior o comprimento do difusor, mais suave é a mudança de seção transversal e menor será a perda de carga causada por conta desta mudança (CLEZAR E NOGUEIRA, 2009). Neste caso, o comprimento do difusor foi limitado por conta das imposições de geometria do local de instalação do equipamento. O difusor projetado apresenta um comprimento de 700 mm entre uma face e outra.

Figura 22 - Difusor em desenho 3D



Fonte: elaborado pelo autor.

#### e) Portas acústicas

Por motivos de custo e de complexidade técnica, optou-se pela aquisição de portas acústicas disponíveis comercialmente no mercado. O projeto deste equipamento seria um ponto de igual complexidade ao projeto de atenuador de ruído e por este motivo tornaria esta análise extensa e fugiria do foco principal deste trabalho. Entretanto, a compra das portas abafadoras de ruído foi condicionada à um dimensionamento prévio levando em consideração os parâmetros de projeto já apresentados durante este trabalho.

Uma consulta aos principais fabricantes brasileiros de equipamentos para estúdios de música foi feita de forma que fosse possível chegar a uma definição sobre as características construtivas da porta antirruído da sala de testes em geradores e também da sala de controle que dá acesso ao ambiente de testes a partir do exterior.

A porta da sala de testes possui 2 m de largura por 2,10 m de altura. A porta como um todo é formada por duas portas de 1 m x 2,10 m com batente central removível, preenchida por lã mineral. Em todo o perímetro da porta existe borracha compressível para vedação quando fechada. A estrutura externa da porta é formada por folha dupla de aço carbono. A porta conta com dobradiças soldadas tipo gonzo e trinco no centro da porta do tipo frigorífico. Além disso, a porta acústica instalada na sala de testes possui dois visores em vidro duplo com câmara de ar desmineralizado entre as placas de vidro, cada visor com dimensões de 50 cm x 60 cm. A Figura 23 mostra uma porta com características semelhantes às usadas neste projeto.

Figura 23 - Exemplo de porta acústica que deve ser usada na sala de testes



Fonte: material de divulgação da empresa Teoria - Engenharia Acústica Ltda.

A porta descrita no parágrafo anterior apresenta uma atenuação de 45 dB. Mesmo que não seja o valor necessário de atenuação (50 dB segundo discutido nas seções anteriores deste trabalho), é importante ressaltar que essa porta não está em contato com o ambiente externo e sim com a sala de controle onde ficarão os operadores durante os testes. Neste ambiente é obrigatório o uso de EPI apropriado para proteção contra o ruído que serão detalhados na seção a seguir. A própria sala de controle conta com uma porta acústica de características semelhantes às apresentadas para a porta da sala de controle, com exceção das suas dimensões que são de 1,60 m x 2,10 m.

Desta forma, é possível afirmar que os padrões de isolamento acústico entre a sala de testes e o ambiente externo serão mantidos dentro das normas sem nenhum prejuízo ao ambiente de ensino da universidade durante seu período normal de atividade.

#### *4.1.3.3 Equipamentos de proteção individual e tempo limite de exposição ao ruído*

Quando não é possível controlar o nível de controle emitido pela fonte, é preciso que se adote medidas de controle no operador, de forma a garantir sua integridade física durante suas atividades próximas à fonte de ruído. Neste sentido, Saliba (2008) propõe duas medidas, a primeira é o controle do tempo de exposição diário ao ruído e a segunda é a utilização de equipamentos de proteção individual que tenham características de absorção sonora.

O tempo de exposição de um trabalhador de acordo com o nível de ruído ao qual ele é submetido está explicitado na Tabela 2, segundo a NR 15 do Ministério do Trabalho e Emprego (1978). De acordo com esta tabela, um trabalhador só pode ficar exposto durante 1 hora, no máximo, em uma jornada de trabalho de 8 horas à um nível de ruído de 100 dB. Como discutido na seção 3.5, a *American Conference of Governmental Industrial Hygienists* (ACGIH) usa um delta de nível sonoro inferior ao adotado pela legislação brasileira, sendo que para o mesmo nível de 100 dB, um trabalhador pode ficar exposto por apenas 15 minutos durante sua jornada de trabalho. Desta forma, sem o uso de EPI adequado, cada operador poderá ficar no interior da sala de testes por apenas 15 minutos por dia.

Vale ressaltar que, do ponto de vista de exposição ao ruído, é possível contornar o curto tempo de exposição através do uso de EPI que protejam contra o ruído. Segundo Saliba (2008) existem basicamente dois tipos de protetores de ruído comercialmente, os protetores auriculares tipo concha ou os de tipo inserção. Uma extensa lista de vantagens e desvantagens encontradas em cada tipo de protetor é apresentada pelo autor. Em resumo, os protetores tipo concha são mais simples para se usar, podem ser facilmente ajustados, podem ser usados por pessoas que possuam ouvidos enfermos, mas são mais caros, mais volumosos e devem passar por limpezas regulares. Já os protetores de tipo inserção, são mais baratos, fáceis de carregar e

guardar, não dificultam uso de outros EPIs, entretanto estes podem acarretar agravamento de enfermidades no ouvido, são descartáveis e de baixa durabilidade.

Observando-se as vantagens e desvantagens de ambos os protetores, chegou-se à conclusão de que os operadores que trabalham continuamente no laboratório devem possuir seus protetores auriculares do tipo concha. Sendo cada protetor devidamente identificado para que se evite qualquer tipo de contaminação. Visitantes e demais espectadores utilizarão protetores de inserção descartáveis que ficarão localizados no interior da sala de controle.

A seleção do tipo de protetor mais adequado é feita através da observação do *Noise Reduction Rating* (NRR) fator de redução de ruído que é informado pelo próprio fabricante do protetor. Em teoria, o nível de ruído com o protetor é dado pela diferença entre o nível de ruído normal da sala e o NRR fornecido (SALIBA, p. 84, 2008).

$$NPS_c = NPS - NRR \quad (19)$$

Onde  $NPS_c$  representa o nível de ruído com o uso do protetor e  $NPS$  é o Nível de Pressão Sonora da fonte, sem a proteção.

Mesmo passando por rigorosos testes de qualidade, estes equipamentos de proteção são testados em condições de laboratório controladas. Assim, observa-se na prática que os níveis de atenuação reais, são sistematicamente inferiores àqueles que se esperava. Desta forma, o *National Institute for Occupational Safety and Health* (NIOSH) aconselha que se use um fator de correção para os NRR informados pelos fabricantes de protetores auriculares. Segundo o NIOSH, deve-se considerar uma perda de 25% do NRR para protetores auriculares tipo concha, 50% nos de inserção moldáveis e de 70% em outros tipos de protetores de inserção. Desta forma, aplicando este fator de correção na Equação 19 obtém-se para os protetores tipo concha e de inserção moldáveis, respectivamente:

$$NPS_c = NPS - NRR * 0,75 \quad (20)$$

$$NPS_c = NPS - NRR * 0,50 \quad (21)$$

Observa-se então, que para o uso na sala de testes, deve-se considerar os fatores de correção apresentados acima para a determinação do protetor que será adotado. Considerando um  $NPS$  de 85 dB (valor que, segundo a NR 15, não exige controle do tempo de exposição) deve-se adquirir um protetor tipo concha com NRR de 20 dB e do tipo inserção moldável de 30 dB.

#### ***4.1.4 Projeto e instalação do sistema de isolamento de vibração do grupo gerador***

Antes de mais nada, é preciso caracterizar as hipóteses feitas para a análise de vibração do grupo gerador estudado. Por se tratar de corpo rígido e de geometria complexa, as vibrações apresentam-se em diversas direções e com componentes variadas. Uma análise precisa de todos os modos de vibração considerando todos os graus de liberdades existentes no conjunto foge do escopo deste trabalho. A análise feita neste estudo será simplificada, porém prática sendo usada comumente na indústria (MANUAL DE APLICAÇÕES DA CUMMINS POWER GENERATION, 2011). Será considerado apenas o movimento de vibração na vertical, tornando o problema em um sistema de apenas um grau de liberdade.

O sistema de atenuação de vibrações proposto neste trabalho, objetiva a diminuição dos efeitos destrutivos causados pelo motogerador em operação ao piso do laboratório sobre o qual o motogerador vibra. Não se aplica a este estudo formas de atenuar a vibração direto em sua fonte por conta da complexidade de tal análise e tendo em vista que as estruturas usadas neste trabalho foram desenvolvidas propriamente para acomodar um MCI em funcionamento, tendo sido considerada a vibração do mesmo durante seu projeto.

Ao consultar-se os principais fabricantes de soluções para isolamento de vibrações, percebe-se rapidamente que para a aplicação em grupos geradores, as soluções comerciais mais usadas são as bases de inércia ou simplesmente conjuntos de amortecedores distribuídos na base do grupo gerador e que o sustentam acima do solo.

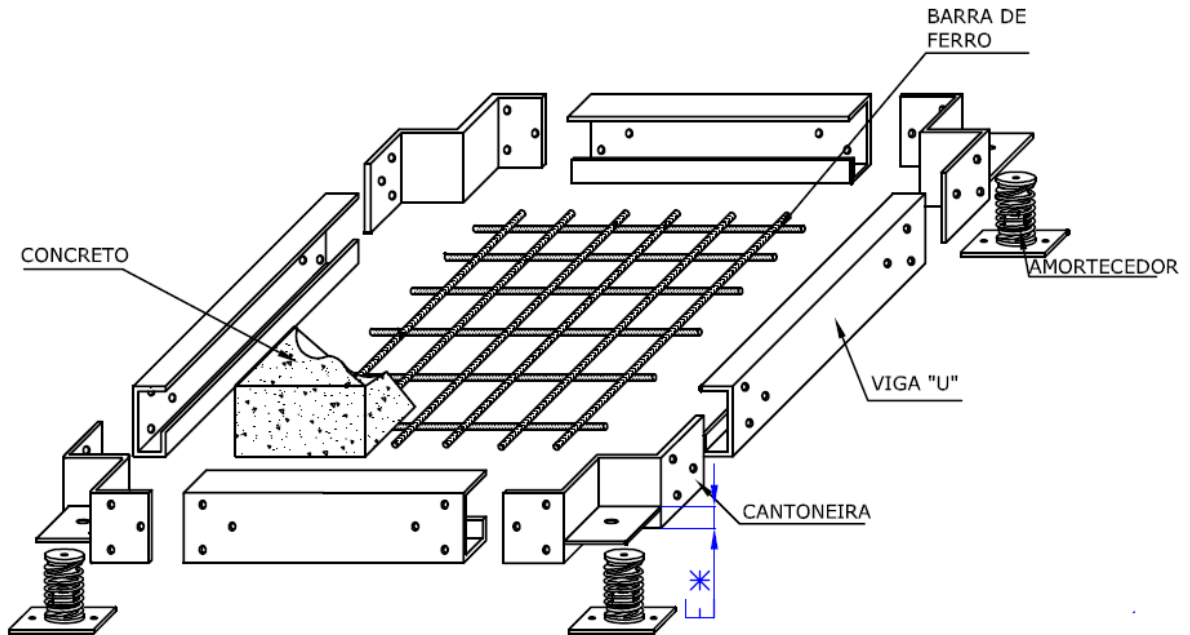
##### ***4.1.4.1 Bases de inércia***

As bases de inércia são equipamentos formados por uma “armadura” de aço preenchida por bloco de concreto de peso pré-determinado. A armadura de aço é sustentada por um conjunto de molas que a mantém suspensa. O grupo gerador é posicionado acima da armadura de aço e do bloco de concreto. O princípio de funcionamento da base de inércia é simples: quando o motor vibra na direção horizontal, a força resultante gerada pela vibração é balanceada pela força elástica gerada pela mola. Segundo a lei de Hooke, a força elástica de uma mola é proporcional ao deslocamento da mola em relação a sua posição de equilíbrio. A Equação 22 apresenta a lei de Hooke. Um modelo comercial de base de inércia é mostrado na Figura 24.

$$F_{el} = K * \delta \quad (22)$$

Onde K é a constante elástica da mola [N/m] e  $\delta$  é a deformação da mola [m].

Figura 24 - Exemplo de base de inércia comercial



Fonte: catálogo da empresa Vibranihil, 2017.

Para se especificar tal base, é preciso determinar as dimensões de comprimento e largura do grupo gerador. De acordo com os conjuntos de dimensões comerciais para comprimento e largura, o fabricante determina qual o peso em concreto que deve ser colocado na base a fim de garantir a estabilidade necessária ao conjunto.

Outro fator importante para especificar a base de inércia é o tipo de mola que será usado na estrutura. Para tal, deve-se atentar para a carga máxima que as molas podem suportar, sua constante elástica e sua frequência natural de vibração.

#### 4.1.4.2 Molas e amortecedores

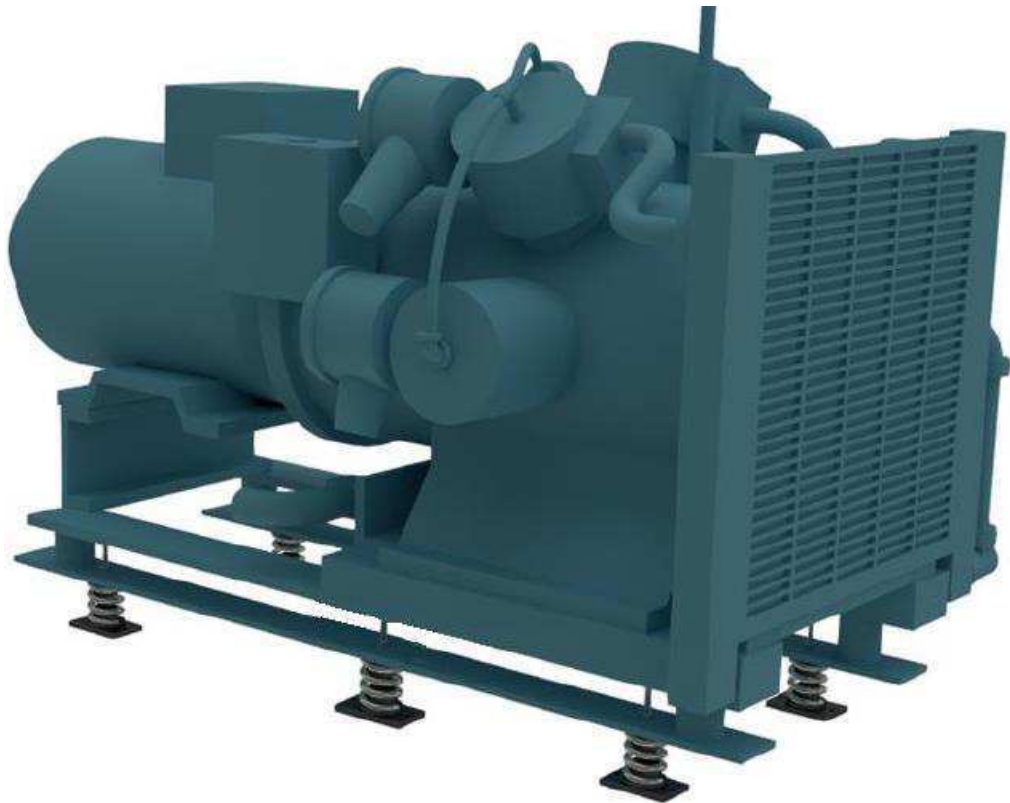
Os amortecedores são, nada mais, do que molas metálicas montadas em uma estrutura metálica de suporte e são fixados diretamente na base do grupo gerador. Estes amortecedores são semelhantes aos presentes na base de inércia, tendo como única diferença o fato de que não é adicionado o peso de concreto à montagem. Esta diferença torna o uso de amortecedores mais simples e menos oneroso. Entretanto, quando se usa um contrapeso dá-se maior estabilidade ao sistema. Na Figura 25, observa-se um exemplo de amortecedor comercial.

Figura 25 - Exemplo de amortecedor comercial



Fonte: catálogo da empresa Vibra-Stop, 2017.

Figura 26 - Ilustração de montagem do grupo gerador com os amortecedores



Fonte: catálogo da empresa Vibra-Stop, 2017.

A vantagem do uso de amortecedores no lugar de uma base de inércia, como já mencionado, reside na facilidade de sua instalação e no menor custo. Visto que o grupo gerador estudado neste trabalho é de médio a pequeno porte, com peso estimado em 1.000 kg, decidiu-se optar pelo uso de amortecedores. As bases de inércia são recomendadas para aplicações de grande porte e cujas dimensões sejam importantes, segundo orientação de fabricantes e técnicos da área.

#### 4.1.4.3 Dimensionamento e escolha dos amortecedores

Para uma melhor distribuição de peso e maior estabilidade, optou-se pelo uso de seis amortecedores, igualmente distribuídos nas laterais da base de sustentação do grupo gerador.

O dimensionamento dos amortecedores segue uma lógica simples e objetiva: deve-se determinar qual a constante da mola que é mais adequada a aplicação tendo em vista a frequência de vibração do grupo gerador e, do ponto de vista construtivo, é preciso determinar o material da mola de forma que a mesma consiga suportar a carga aplicada.

Fonseca (1964) apresenta uma metodologia que permite determinar as características de atenuação de um determinado conjunto de molas dado um percentual de atenuação escolhido. Nessa metodologia, considera-se que o motogerador é um corpo rígido e de amortecimento desprezível. Desta forma, considera-se que apenas as molas que serão instaladas na base de sustentação do equipamento.

Nesta metodologia, usa-se o conceito de transmissibilidade de vibrações que é definido como sendo a razão entre a força máxima transmitida e o valor máximo da força perturbadora. A partir desta definição, pode-se deduzir a Equação 23 como apresentado por Fonseca (1964):

$$t_r = \frac{1}{\left[\frac{(N*2*\pi)}{\omega}\right]^2 - 1} \quad (23)$$

Onde  $t_r$  é o coeficiente de transmissibilidade,  $N$  é a rotação do motor [RPM],  $\omega$  é frequência natural da mola [Hz]. Sabendo que o motor deve operar com uma rotação em torno de 3.000 RPM e deseja-se uma atenuação de 99% da vibração, pode-se determinar o valor da frequência natural da mola como sendo 31,26 Hz.

Pode-se relacionar a pulsação natural de uma mola com sua constante de elasticidade  $K$  [Fonseca, 1964] pela seguinte equação:



$$\omega = \sqrt{K/M} \quad (24)$$

Onde  $\omega$  é a frequência natural da mola [Hz], K é a constante elástica da mola [N/m] e M é a massa que se deseja sustentar com a mola [kg]. A Equação 24 determina que a constante da mola a qual deve ser sustentada um grupo gerador de 1.000 kg, é de 977.188,6 N/m ou 977,2 kN/m. Como serão usadas 6 molas idênticas para sustentar o motogerador, a constante de cada mola é um sexto da constante determinada anteriormente, ou seja,  $K = 162.864,8$  N/m ou 162,86 kN/m.

Além de determinar a frequência natural máxima da mola e sua constante elástica, é preciso conhecer a carga que cada mola estará submetida para um correto dimensionamento do material da mola e suas características geométricas. Como o peso total de 1.000 kg será sustentado por seis molas idênticas, cada uma deve ser capaz de suportar um peso nominal de, no mínimo, 167 kgf.

Em consulta aos principais fabricantes do equipamento no Brasil, observou-se que o padrão de molas adotado na indústria possui uma frequência natural de 5 a 10 Hz o que está dentro da faixa que atende as necessidades deste estudo (frequência máxima de 31 Hz). A atenuação esperada usando-se uma mola com frequência natural de 5 Hz é da ordem de 99,97% o que, na prática, é suficiente para garantir que não haverá prejuízos ao solo nem as fixações do grupo gerador.

A hipótese de que o motogerador se comporta como corpo rígido sem amortecimento inerente é uma aproximação para simplificação da metodologia de cálculos. Na prática, todos os materiais apresentam certos níveis de amortecimento diferentes de zero (RAO, 2009). Para uma maior precisão na determinação do perfil oscilatório de uma máquina complexa como um motogerador deve-se analisar todos os parâmetros físicos que influenciam em tal perfil, tais como rigidez dos materiais, coeficientes de amortecimento dentre outros o que foge do escopo deste trabalho.

#### *4.1.4.4. Demais acessórios de isolamento da vibração*

O sistema de amortecedores apresentado na seção anterior tem por objetivo isolar a vibração do grupo gerador em relação ao solo. Entretanto, a vibração continua a existir em sua fonte, o motor, e por isso todas as conexões feitas diretamente no motor ou na base que o sustenta, devem ser analisadas de forma que as vibrações sejam isoladas nestes pontos também.

O foco desta seção será principalmente no sistema de escapamento do motor e nas fiações e conexões elétricas para sensores e cabos de força na saída do gerador. Caso estes

sistemas não estejam devidamente protegidos dos efeitos da vibração, podem ocorrer falhas nos materiais que os constituem e possivelmente a quebra.

No caso dos cabos e fios elétricos, é preciso que se use material flexível, evitando o uso de fiações rígidas e muito justas. Os cabos não devem estar tensionados e nem sustentados somente pelos seus terminais, pois assim o risco de quebra devido à vibração é alto (MANUAL DE APLICAÇÕES DA CUMMINS POWER GENERATION, 2011).

Deve ser conectada uma tubulação de escape flexível feita em aço inoxidável, corrugada, sem costura, com pelo menos 610 mm de comprimento à saída de escape do motor para permitir a expansão térmica e o movimento de vibração do grupo gerador. Além disto, a tubulação flexível deve estar presente quando o duto de escapamento atravessar paredes e anteparas (MANUAL DE APLICAÇÕES DA CUMMINS POWER GENERATION, 2011).

#### 4.1.5 Sistema de cargas elétricas discretas

Um dos objetivos deste trabalho é chamar atenção para a produção de energia elétrica através de fontes alternativas fazendo-se valer do mecanismo legal de Geração Distribuída de energia regulado pela ANEEL. Para que se possa conectar um sistema de geração elétrica à rede de distribuição, uma série de requisitos técnicos devem ser atendidos de forma a garantir a segurança do sistema elétrico como um todo, tais como faixa de frequência de operação e sobretensão como apresentados nas tabelas 11 e 12 (ENEL, 2016).

Tabela 11 - Limites de sobretensão e subtensão em consumidores de Média Tensão

Faixa de tensão no ponto de conexão (% TR)	Tempo de desconexão (s)
$TL \geq 1,20$	0,5
$1,10 \leq TL < 1,20$	10
$0,8 < TL < 1,10$	Operação Normal
$0,7 < TL \leq 0,8$	10
$TL \leq 0,7$	1,5

**NOTA:** TL –Tensão de Leitura, TR – Tensão de Referência

Fonte: Enel distribuição NT-Br-10, 2016.

Tabela 12 - Limites de sobrefrequência e subfrequência (BT e MT)<sup>1</sup>

Faixa de frequência no ponto de conexão (Hz)	Tempo de Desconexão (s)
$f \leq 56,5$	Instantâneo
$56,5 < f \leq 57,5$	5
$57,5 < f \leq 58,5$	10
$f < 59,5$	30
$59,9 \leq f \leq 60,1$	Operação Normal
$f > 60,5$	30
$63,5 \leq f < 66$	10
$f \geq 66$	Instantâneo

Fonte: Enel distribuição NT-Br-10, 2016.

<sup>1</sup> BT – Conexão em Baixa Tensão; MT – Conexão em Média Tensão

Visto que além de fornecer energia elétrica para a rede da UFC o laboratório tem um compromisso com a pesquisa no sentido de testar o comportamento dos componentes do motogerador quando este opera com diferentes tipos de combustíveis, foi projetado um sistema de cargas resistivas discretas capaz de simular situações reais de operação sem que o motogerador esteja conectado à rede elétrica. Esse sistema de cargas tem por objetivo assegurar a validade dos testes efetuados quando se desconhece o comportamento do MCI operando com determinado combustível sem causar prejuízos ao sistema elétrico da universidade, além de assegurar que as condições de regime estacionário sejam atendidas antes da conexão com a rede.

Desta forma, quando operando com combustíveis já consolidados e testados, o motogerador gerará energia elétrica de boa qualidade e que será injetada na rede da UFC para diminuição da demanda energética da universidade. Quando forem realizados testes com combustíveis que ainda não foram devidamente caracterizados ou que apresentem composições muito diferentes do padrão, o sistema de cargas resistivas fará o papel da rede elétrica, porém sem pôr em risco quaisquer equipamentos.

Para que esta metodologia de operação seja possível, um banco de resistências independente foi projetado respeitando as limitações de projeto impostas bem como recomendações de segurança. O banco de resistências conta com um conjunto de dez cargas independentes capazes de dissipar uma potência de 3 kW (sob uma tensão de 220 V) totalizando uma potência de 30 kW. Esta escolha baseou-se, em grande parte, pela análise do custo-benefício. A aquisição de um sistema de maior potência seria muito onerosa, apesar de aproximar as simulações feitas à realidade. Já um sistema menor apresentaria custo mais acessível, porém seria muito distante da realidade de operação do motogerador em plena carga.

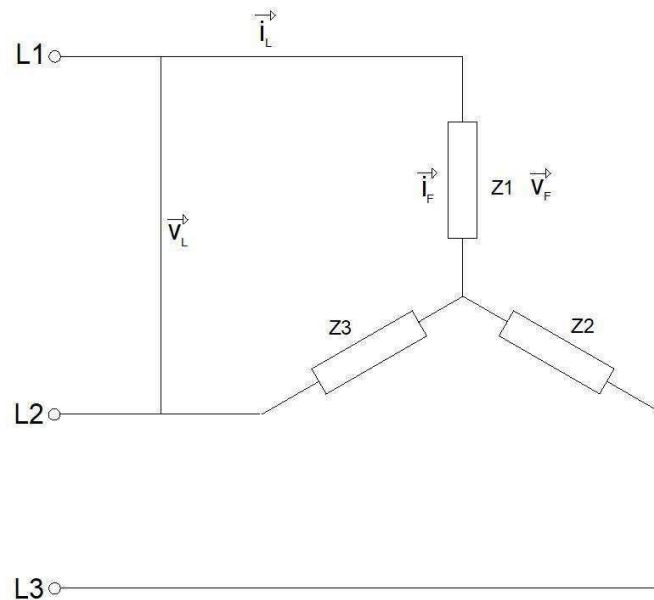
O acionamento de cada uma das cargas resistivas é feito de maneira isolada de forma que o sistema como um todo é composto por 10 estágios diferentes permitindo que possam ser simuladas diversas condições de operação do motogerador. As cargas possuem acionamento automatizado comandado a partir de chaves contadoras instaladas na sala de controle do laboratório. Desta forma, uma vez que o motogerador esteja em teste, o operador será capaz de acionar remotamente quantas cargas forem necessárias.

Além do sistema de acionamento remoto, as cargas resistivas serão integradas a um sistema de automação capaz de comutar entre a rede elétrica e o sistema de cargas. Esse sistema automático tem por objetivo assegurar que todos os parâmetros elétricos estejam de acordo com o exigido pela distribuidora de energia antes de fazer a conexão do motogerador à rede.

Para o correto dimensionamento do banco de resistências, consultou-se especialistas no assunto além de diversos fabricantes brasileiros que apresentaram soluções comerciais capazes de atender às exigências de segurança e de confiabilidade do equipamento durante sua operação. Desta forma, primeiramente determinou-se o tipo de ligação desejada para o circuito elétrico do banco de resistências que no caso, foi a ligação em Y (ou estrela). Este tipo de ligação é amplamente preterido pelos fabricantes de resistências em relação à ligação em delta (triângulo) por suas características intrínsecas que serão discutidas em seguida.

Tendo determinado o tipo de ligação, é possível calcular o valor de cada resistência que deve ser associada na carga total de forma que os parâmetros de projeto sejam atendidos: uma potência total dissipada de 30 kW e 10 estágios em paralelo para controle discreto da carga.

Figura 27 - Ilustração de uma ligação em Y



Fonte: Elaborada pelo autor.

Na Figura 28, L1, L2 e L3 representam as fases de saída do gerador; Z1, Z2 e Z3 são as impedâncias, neste caso, cargas resistivas;  $i_L$  representa a corrente de linha da ligação e  $V_L$  a tensão de linha, ou tensão entre fases;  $i_F$  representa a corrente de fase que passa pela impedância e  $V_F$  é a tensão de fase;

Em uma ligação de tipo Y equilibrada, ou seja, as impedâncias Z1, Z2 e Z3 são iguais, as correntes de linha ( $i_L$ ) são iguais as correntes de fase ( $i_F$ ) e as tensões de linha ( $V_L$ ) se relacionam com as tensões de fase ( $V_F$ ) pela seguinte razão (EDMINISTER, 1991):

$$V_L/V_F = \sqrt{3} \quad (25)$$

É possível calcular a corrente de linha a partir da tensão de linha e da potência ativa que se deseja dissipar. Tendo em vista a natureza puramente resistiva da carga, considera-se que toda a potência dissipada será na forma de potência ativa (EDMINISTER, 1991).

$$S_T = V_L * i_L * \sqrt{3} \quad (26)$$

Onde  $S_T$  é a potência [VA];  $V_L$  tensão de linha [V];  $i_L$  corrente de linha [A]. Aplicando-se a potência total desejada de 30 kW e uma tensão de linha de 380 V, calcula-se uma corrente de linha de 45,6 A.

Aplicando-se a equação 27, pode-se calcular o valor total da resistência elétrica necessária para garantir uma potência dissipada de 30 kW [Edminister, 1991].

$$R = V_F / i_F \quad (27)$$

Pela relação 25, sabe-se que para uma tensão de linha de 380 V, a tensão de fase será de, aproximadamente, 220 V. Usando a corrente calculada de 45,6 A, determina-se que a impedância a ser posicionada em cada linha da ligação Y é de 4,82  $\Omega$ , ou seja,  $Z1 = Z2 = Z3 = 4,82 \Omega$ .

Entretanto, a outra condição de projeto impõe que sejam definidos dez estágios de cargas discretas de forma que possam ser acionados de maneira independente. Para esta realização, deve-se considerar que a resistência total calculada no parágrafo anterior é resultado de uma associação em paralelo de um conjunto de dez resistências idênticas. Desta forma, deve-se usar a relação apresentada por Edminister (1991) que determina a resistência equivalente de uma associação em paralelo no caso de resistências idênticas.

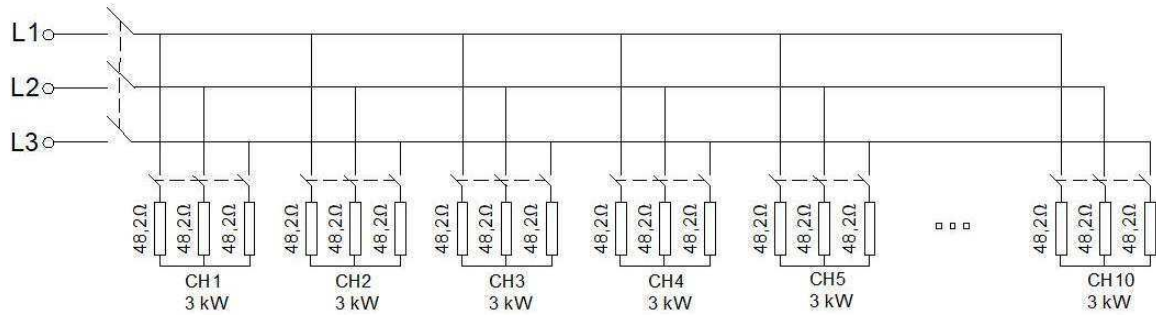
$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{n}{R} \quad (28)$$

Onde  $R_{eq}$  é a resistência equivalente da associação [ $\Omega$ ];  $n$  é o número de resistências associadas;  $R$  é o valor da resistência individual [ $\Omega$ ]. Neste caso, para se obter uma resistência equivalente de 4,82  $\Omega$  associando-se dez cargas idênticas é preciso que cada resistência individual seja de 48,2  $\Omega$ .

Finalmente, é possível concluir que para que um banco de cargas resistivas seja capaz de dissipar uma potência de 30 kW a partir de dez estágios independentes é preciso que

sejam feitas dez ligações tipo Y em paralelo com impedâncias puramente resistivas de  $48,2 \Omega$ . O Diagrama Unifilar de tal ligação é apresentado na Figura 28.

Figura 28 - Diagrama Unifilar da ligação elétrica do banco de resistências



Fonte: Elaborado pelo autor.

A Figura 29 apresenta um modelo comercial de banco de resistências discretas que pode ser usado no laboratório de testes para motogeradores a biogás.

Figura 29 - Exemplo de banco de resistências projetado



Fonte: Elaborado pelo autor.

#### ***4.1.6 Instrumentação do laboratório de testes e do motogerador***

Como dito anteriormente, o propósito deste trabalho é de projetar um laboratório de testes para motogeradores que possa servir tanto para fins didáticos quanto para fins de pesquisa e desenvolvimento de tecnologia. Tendo em vista estes aspectos, é de extrema importância que o laboratório seja devidamente instrumentado para que se possa tirar conclusões sobre o funcionamento dos equipamentos baseando-se em dados confiáveis.

Desta forma, este trabalho também apresenta, mesmo que de maneira superficial, todo o sistema de instrumentação projetado para o laboratório. Estes instrumentos de medição vão desde sistemas para a segurança humana até sistemas de medição extremamente precisos dos fenômenos físicos que estão acontecendo durante os testes.

Para que se possa ter uma visão global do nível de instrumentação que está sendo proposto para este projeto, os equipamentos serão divididos em tópicos relacionados por área de aplicação e tratados de forma objetiva e clara, mas sem que se adentre em detalhes muito específicos de seu funcionamento, calibração ou aspectos construtivos visto que este não é o objetivo principal deste trabalho.

##### ***4.1.6.1. Instrumentação do motor de combustão interna e do gerador elétrico***

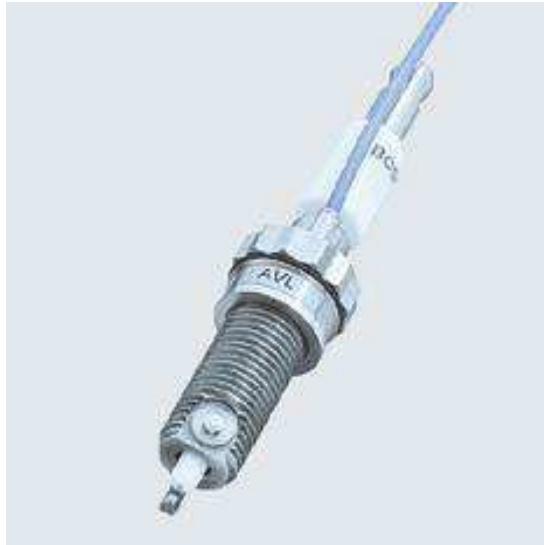
Como mencionado anteriormente, um dos objetivos deste trabalho é estudar o comportamento do MCI quando este opera com diferentes combustíveis de forma a propor melhorias para o seu funcionamento com combustíveis gasosos, principalmente o biogás. Para que estes estudos sejam possíveis, é preciso controlar todo o mecanismo da combustão e os processos físicos/químicos que tem influências neste mecanismo.

O primeiro ponto observado durante a operação do MCI será o comportamento da pressão no interior da câmara de combustão durante a operação do motor. Este monitoramento será possível graças ao uso de um sensor de pressão inserido na vela de ignição do motor. Este sensor é acoplado à estrutura da vela e não afeta em nada sua operação normal, mas é capaz de mensurar o comportamento da pressão durante os ciclos de funcionamento do MCI.

A Figura 30 apresenta o modelo de sensor de pressão tipo vela de ignição que foi especificado para ser instalado no MCI. Já a Figura 31 apresenta as características geométricas do sensor que foram passadas ao fabricante para que este pudesse construir um sensor sob medida para a aplicação desejada.

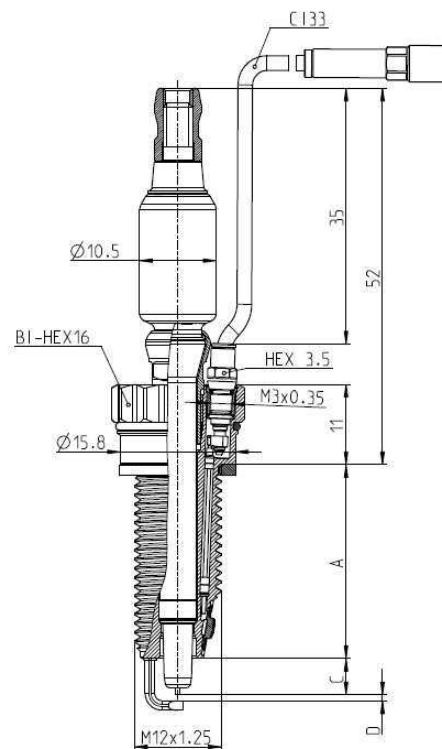


Figura 30 - Sensor de pressão acoplado à vela de ignição do motor



Fonte: catálogo da empresa AVL, 2017.

Figura 31 - Detalhes construtivos do sensor de pressão



Fonte: catálogo da empresa AVL, 2017.

Determinar a pressão da câmara de combustão de um motor durante seu funcionamento permite que seja possível determinar o comportamento do motor em seu nível mais básico fornecendo informações de grande relevância do ponto de vista termodinâmico. A partir destes dados será possível comparar como o MCI reage aos diferentes combustíveis testados (Gasolina, Álcool, Gás Natural Veicular e Biogás).

Uma vez os dados referentes a combustão tratados através de softwares de cálculo especializados para este fim, conclusões podem ser feitas acerca do regime de funcionamento do motor e melhorias podem ser propostas. Espera-se que de posse destas análises seja possível determinar quais as modificações no MCI serão mais efetivas para aumentar o rendimento do mesmo quando operar com Biogás e reduzir ao máximo os possíveis danos que possam ser causados aos componentes internos do motor devido ao uso de um combustível com composição química tão variável como é o caso do Biogás (SPEIGHT, 2008).

Além do sensor de pressão da câmara de combustão, o MCI contará ainda com termopares posicionados ao longo de sua estrutura para que a temperatura de funcionamento do motor seja monitorada. Os termopares medirão também a temperatura da água de arrefecimento do motor e a temperatura dos gases de escapamento. Toda a informação sobre a temperatura do motor e de seus componentes é bastante útil para que se possa determinar as perdas de energia durante seu funcionamento além de servirem como indicador de segurança, uma vez que se a temperatura da água de arrefecimento, por exemplo, estiver muito elevada isso pode causar danos ao motor e até mesmo aos operadores que possam estar trabalhando no MCI.

Figura 32 - Exemplo de termopar comercial para medições de temperatura



Fonte: catálogo da empresa Omega Engineering, 2017.

Outro ponto importante de se ter controle é o nível de emissões de gases poluentes gerados na combustão. O laboratório contará com um analisador de 5 gases para o escapamento do MCI. Este aparelho é capaz de mensurar o percentual de CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e HC no escapamento do motor. Conhecer as concentrações desses gases é de grande importância para a análise da combustão, visto que dependendo da quantidade identificada de cada gás pode-se detectar problemas que estejam ocorrendo durante a combustão e até mesmo impurezas no combustível. Por exemplo, caso a quantidade de CO no escapamento esteja muito elevada é

possível que a mistura ar/combustível esteja muito rica em combustível necessitando de mais oxigênio para uma combustão completa. Os níveis de  $\text{NO}_x$  também são um parâmetro de grande importância, pois os níveis de emissão de  $\text{NO}_x$  aceitos pelas legislações brasileira e internacional estão cada vez mais restritos, sendo necessário o controle do nível de compostos nitrogenados emitidos para a atmosfera. A Tabela 13 apresenta os limites de emissões para diferentes tipos de gases impostos pela legislação europeia, mais avançada no seguimento atualmente. A linha destacada na Tabela 13 mostra a gama de potência na qual o motogerador estudado neste trabalho se encontra.

Tabela 13 - Limites de emissões para MCI de máquinas

Fase de emissões	Subcategoria de motores	Gama de potência	Tipo de ignição	CO	HC	NO <sub>x</sub>	PM	PN	A
		kW		g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh	
Fase V	NRE-v-1 NRE-c-1	0 < P < 8	CI	8,00	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 7,50)		0,40	—	1,10
Fase V	NRE-v-2 NRE-c-2	8 ≤ P < 19	CI	6,60	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 7,50)		0,40	—	1,10
Fase V	NRE-v-3 NRE-c-3	19 ≤ P < 37	CI	5,00	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 4,70)		0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
Fase V	NRE-v-4 NRE-c-4	37 ≤ P < 56	CI	5,00	(HC + NO <sub>x</sub> ≤ 4,70)		0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
<b>Fase V</b>	<b>NRE-v-5 NRE-c-5</b>	<b>56 ≤ P &lt; 130</b>	<b>todos</b>	<b>5,00</b>	<b>0,19</b>	<b>0,40</b>	<b>0,015</b>	<b>1 × 10<sup>12</sup></b>	<b>1,10</b>
Fase V	NRE-v-6 NRE-v-6	130 ≤ P < 560	todos	3,50	0,19	0,40	0,015	1 × 10 <sup>12</sup>	1,10
Fase V	NRE-v-7 NRE-v-7	P > 560	todos	3,50	0,19	3,50	0,045	—	6,00

Fonte: REGULAMENTO (UE) 2016/1628 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO.

Para medições de parâmetros do gerador elétrico, será usado um analisador de multigrandezas elétricas. Este aparelho é capaz de medir oscilações na tensão e corrente do gerador, registrar variações instantâneas dessas grandezas, análise harmônica de corrente e tensão e ainda analisar a qualidade da energia gerada. Essas informações são essenciais para o acoplamento do gerador à rede elétrica da universidade de acordo com as exigências da distribuidora de energia local. Além disso, esses parâmetros serão usados para avaliar a

qualidade da geração quando é usado o Biogás como combustível principal e possíveis variações da tensão e corrente devido ao uso deste combustível. O principal objetivo é determinar quais os parâmetros de operação ótimos com o Biogás de forma a garantir uma geração de energia confiável e ininterrupta.

#### 4.1.6.2. Instrumentação da sala de testes

Um ponto importante de se ter controle é a temperatura interna e a umidade relativa do ar da sala de testes. Estes parâmetros devem ser monitorados a fim de garantir que o motor opere sempre dentro das condições ideais de forma que os testes feitos com diferentes combustíveis não sejam afetados por mudanças nas condições climáticas da sala. Além disto, a temperatura e umidade relativa do ar do laboratório são parâmetros considerados pela norma NR 15 para determinar o nível de periculosidade do local de trabalho, desta forma é preciso que se tenha um controle preciso destas variáveis como forma de garantir a integridade física de qualquer pessoa que esteja na sala durante ou após os testes.

Figura 33 - Exemplo de transmissor de temperatura e umidade relativa do ar



Fonte: catálogo da empresa Omega Engineering, 2017.

Além disto, a sala contará com um sistema integrado de segurança ligado ao sistema de alimentação do motor e detecção de fumaça no interior da sala. Este sistema de segurança atuará quando for detectada qualquer fuga de combustível ou quantidades excessivas de fumaça durante e após os testes. Este sistema é de vital importância para a prevenção de incêndios e acidentes que podem vir a tomar proporções perigosas caso atinja os sistemas de alimentação do grupo-gerador. Válvulas de segurança ao longo da tubulação de alimentação serão acionadas para seccionar o fornecimento de combustível em caso de princípios de incêndio ou vazamentos de combustível. O sistema será integrado também ao sistema de ventilação forçada da sala, de forma que se qualquer indício de incêndio seja detectado a ventilação cessará imediatamente cortando o fluxo de oxigênio e auxiliando na extinção de um possível incêndio.

Alarmes serão instalados no interior da sala de testes e também na sala de controle de forma a sinalizar aos operadores caso haja qualquer anomalia no funcionamento do motogerador, como aumentos bruscos de temperatura, vibração excessiva do grupo gerador, vazamentos de combustível e concentrações anormais de fumaça e gases tóxicos no ambiente.

#### *4.1.6.3. Sistemas de aquisição de dados e controle*

Todos os sensores listados anteriormente serão ligados à um sistema de aquisição de dados que ficará situado no interior da sala de controle. Os dados serão devidamente tratados por equipamentos específicos e os sinais digitais serão enviados a um servidor central responsável por estocar os dados adquiridos.

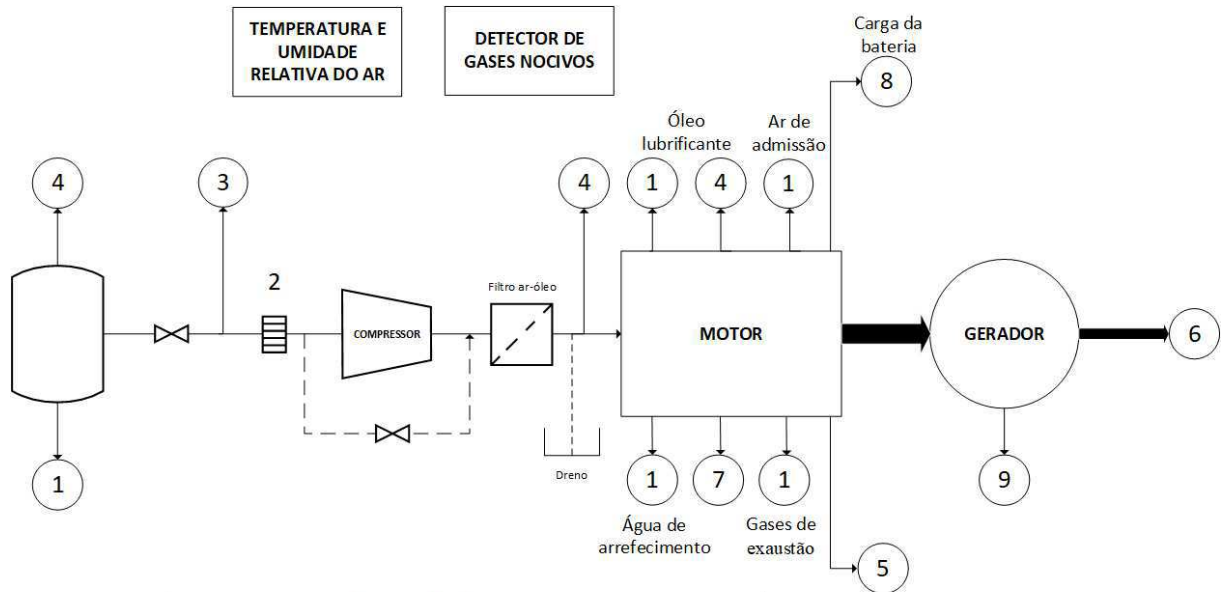
Um sistema de visualização e tratamento dos dados armazenados está sendo desenvolvido na plataforma Labview<sup>®</sup>. Esta plataforma permite que várias entradas de dados sejam combinadas em uma única interface de forma a facilitar o monitoramento dos resultados e acompanhar em tempo real a evolução dos parâmetros mensurados.

Além do tratamento de dados em tempo real, o sistema será capaz de armazenar dados dos testes, de forma que seja possível a comparação entre diferentes testes em momentos diferentes. Para que este sistema seja possível, a sala de controle contará com uma bancada de equipamentos de processamento de dados de alto nível.

O controle de todos os sistemas será feito de maneira remota para que não seja necessária a presença de operadores na sala de testes durante sua operação. Além da comodidade, a operação a partir de uma sala de controle é bem mais segura e atende aos padrões de segurança mais restritos. Sistemas como partida do MCI, alimentação, ventilação, cargas elétricas e paradas de emergência poderão ser controlados a partir do console da sala de controle, ficando o acesso à sala de testes limitado a paradas programadas para manutenção corretiva e preventiva, sendo este acesso controlado por questões de segurança.

A Figura 34 apresenta um esquema simplificado do conjunto de sensores e equipamentos de segurança que fazem parte da sala de testes em motogeradores a biogás projetada neste trabalho.

Figura 34 – Diagrama de instrumentação e controle da sala de testes



Legenda de sensores	
1	Termopar
2	Corta-chama
3	Medidor de vazão de gases
4	Medidor de pressão
5	Analisador de 5 gases
6	Analisador de grandezas elétricas
7	Sensor de rotação
8	Voltímetro
9	Osciloscópio

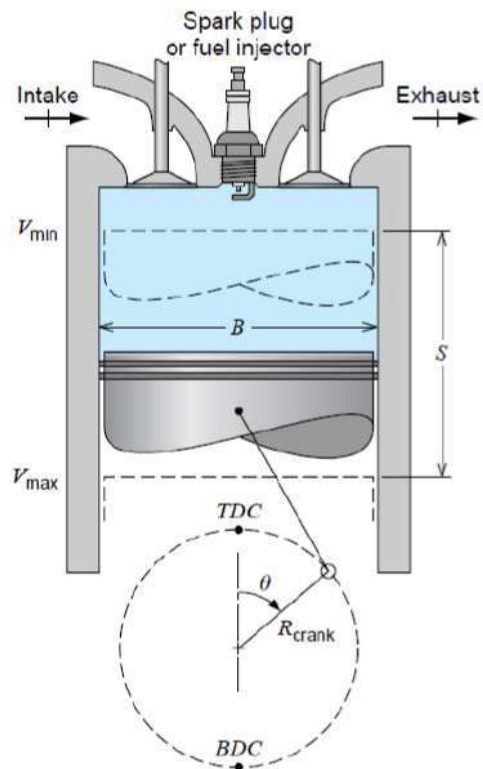
Fonte: elaborado pelo autor.

#### 4.1.7 Metodologia de cálculo dos parâmetros da combustão com base em medições da pressão no interior da câmara de combustão do MCI

Tendo em vista a grande importância da medição da pressão no interior da câmara de combustão de um MCI, desenvolveu-se uma metodologia de análise simplificada que deverá ser aplicada aos dados obtidos. Essa metodologia tem por objetivo definir os principais pontos que devem ser observados a cada vez que se adquirem dados de pressão da câmara de forma a garantir a uniformidade no tratamento destes dados e manter um padrão aceitável para posterior comparação com resultados anteriores.

Primeiramente, é importante mencionar que os dados de pressão fornecidos pelo sensor escolhido são indexados de acordo com o ângulo feito entre a biela e o eixo de manivelas. Dessa forma, é possível identificar em que momento do ciclo do motor a medida foi feita. Cada cilindro realiza duas voltas completas durante os quatro tempos do motor (HEYWOOD, 1988). Desta forma, os dados serão organizados a partir de um ponto arbitrário definido como  $0^\circ$  e vão até  $720^\circ$  (dois giros completos). Define-se como  $0^\circ$  o Ponto Morto Superior (PMS) do pistão. Este ponto é o mais alto que o pistão consegue chegar dentro do cilindro, quando a biela está completamente vertical (HEYWOOD, 1988).

Figura 35 - Representação do ângulo de manivela de um pistão em um MCI



Tendo em mãos os dados de pressão obtidos pelo sensor, o primeiro passo é determinar os tempos do motor correlacionando a pressão no interior da câmara com a mecânica do MCI e seus quatro tempos.

- a) Na admissão a pressão da câmara deve diminuir bruscamente caindo para níveis abaixo da pressão atmosférica. Desta forma, deve-se observar o padrão de decaimento rápido e contínuo da pressão durante um giro de  $180^\circ$ , período no qual o pistão sai do PMS em direção ao ponto mais baixo dentro do cilindro o Ponto Morto Inferior (PMI).
- b) Após o período de decaimento da pressão, o pistão deve atingir o PMI e então a válvula de admissão se fecha para o início da compressão. Nesse momento, a pressão da câmara começa a crescer consideravelmente durante um período de  $180^\circ$  até atingir seu máximo no PMS. Neste ponto, ocorre a combustão e o pistão é empurrado violentamente para baixo.
- c) Enquanto o pistão desce novamente em direção ao PMI a pressão volta a cair, mas não da mesma magnitude que durante a admissão. Quando o pistão atingir seu PMI a pressão deverá ter diminuído consideravelmente em relação ao pico da combustão.
- d) Finalmente, a válvula de escape é aberta e o pistão sobe mais uma vez em direção ao PMS. Por conta da abertura da válvula, a pressão na câmara deverá se estabilizar próximo a atmosférica até que os gases sejam exauridos e o ciclo possa iniciar novamente.

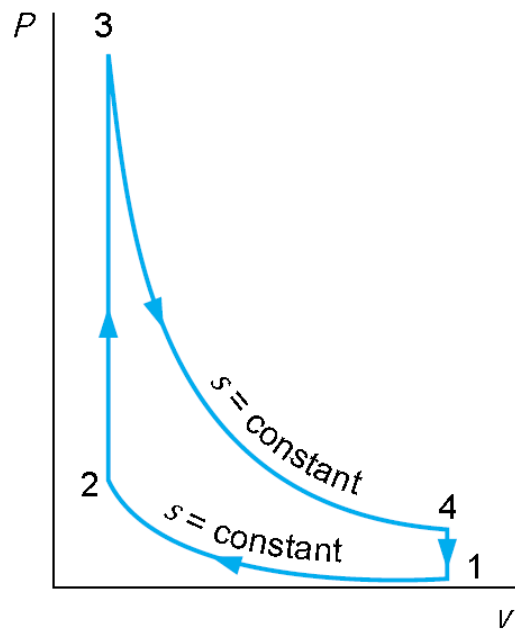
#### *4.1.7.1. Traçando o diagrama P-V*

Uma vez que os principais pontos do ciclo do MCI são identificados, deve-se traçar a curva P-V. O diagrama P-V de um ciclo termodinâmico apresenta os diversos estados de um fluido de trabalho ao longo do ciclo. Esta representação permite fazer afirmações sobre a variação da energia interna do gás, o calor transferido durante o ciclo e o trabalho realizado (BORGNAKKE E SONNTAG, 2009).

De forma geral, os motores Otto apresentam diagrama semelhante variando levemente entre um modelo e outro. De maneira genérica, os diagramas P-V de um motor Otto são formados por duas linhas isovolumétricas (volume constante) e isentrópicas (entropia constante) como mostrado na Figura 36 (HEYWOOD, 1988).



Figura 36 - Diagrama P-V genérico de um motor Otto



Fonte: Borgnakke & Sonntag (2009)

Para que se possa determinar o diagrama P-V a partir dos dados de pressão da câmara de combustão, serão usadas correlações empíricas apresentadas por Heywood (1988) que determinam o volume livre na câmara de combustão durante qualquer instante do ciclo de operação do MCI, baseando-se no ângulo de manivela e na geometria do motor.

$$V = V_c * \left\{ 1 + \frac{1}{2} * (r - 1) * [R + 1 - \cos\theta - (R^2 - \sin^2\theta)^{0.5}] \right\} \quad (29)$$

Onde  $V$  é o volume da câmara de combustão em dado instante [ $m^3$ ];  $V_c$  é o volume máximo da câmara de combustão, normalmente fornecido pelos fabricantes de motores [ $m^3$ ];  $r$  é a razão de compressão do motor, propriedade específica de cada modelo de MCI também fornecida nos catálogos de fabricantes;  $R$  representa a razão entre o comprimento da biela e o braço de alavanca do virabrequim;  $\theta$  representa o ângulo de manivela [rad].

Usando a correlação apresentada anteriormente, é possível determinar o volume da câmara de combustão em função do ângulo de manivela. Visto que a pressão também é indexada em função do mesmo ângulo e é possível relacionar pressão e volume, de forma a construir o diagrama P-V do motor.

#### 4.1.7.2. Cálculo da estequiometria da reação de combustão

A combustão é uma reação química exotérmica de oxidação do reagente conhecido como combustível por um oxidante que na maior parte dos casos é o oxigênio do ar. Ao se trabalhar com dados de pressão da câmara de combustão, é possível se fazer inferências sobre a quantidade em mols de ar que se encontram na câmara. Essa aproximação pode ser feita através da hipótese de gás ideal para o ar (BORGNAKKE E SONNTAG, 2009).

Essa abordagem permite inferir sobre o número de mols de ar que foram injetados na câmara de combustão durante o tempo de admissão. Essa informação, mesmo que aproximada, é de grande importância devido ao fato de que se pode determinar via um balanço químico se a quantidade de ar em relação ao combustível injetado respeita a estequiometria da reação de combustão.

Quando a quantidade de combustível injetada é superior à quantidade de ar, diz-se que a mistura ar-combustível é rica. No caso contrário, quando se tem uma quantidade maior de ar do que de combustível na câmara, diz-se que a mistura é pobre. Essa relação ar-combustível é importante, pois ela indica como o motor vai se comportar durante seu funcionamento e é controlada pelo módulo de injeção eletrônica, nos motores não carburados (HEYWOOD, 1988).

Os motores que possuem sistema eletrônico de controle têm, em sua maioria, um sensor capaz de mensurar a relação ar-combustível de um motor. Este sensor é a sonda lambda e fica situada no coletor de escape dos motores. A sonda lambda envia informações da relação ar-combustível para o módulo, que decide a quantidade de combustível que deverá ser injetada na câmara em função das condições de operação do motor (HEYWOOD, 1988).

Logo, é possível se comparar os resultados medidos pela sonda lambda e àqueles calculados através dos dados obtidos pelos sensores no interior da câmara de combustão e, usando-se a hipótese de gás ideal, validar a hipótese feita e conseqüentemente, os dados medidos.

#### 4.1.7.3. Cálculo da potência mecânica no cilindro

Por fim, é possível ter uma indicação da potência que está sendo transferida ao pistão pela reação de combustão com base nos dados de pressão obtidos. Tendo conhecimento da geometria do pistão, da pressão que está sendo exercida sobre ele e de parâmetros da rotação do motor, é possível determinar a potência transferida ao pistão.

$$F_p(t) = p_c(t) * A_p \quad (30)$$

Sabe-se que por definição, a pressão é dada pela força resultante que está sendo exercida sobre uma área limitada. Desta forma, conhecendo-se a área da face superior do pistão é possível determinar a força que os gases da combustão estão exercendo sobre o mesmo. Vale ressaltar que essa força é variável com o tempo visto que a pressão varia a cada instante de tempo.

$$P = F(t) * v_p \quad (31)$$

Desta forma, calculando-se a velocidade do pistão, é possível determinar a potência que está sendo transferida pela combustão. A velocidade média do pistão  $v_p$  pode ser calculada pela equação apresentada por Heywood (1988):

$$\overline{V}_p = 2 * L * N \quad (32)$$

Onde L é o comprimento do curso do pistão, distância entre o PMS e PMI [m] e N é a rotação do eixo do motor.

A potência calculada por este método é conhecida como potência indicada. É possível calcular o rendimento térmico da combustão comparando a potência teórica, definida como a potência injetada no motor na forma de combustível, e a potência indicada [Varella, 2010]. O rendimento térmico indica o percentual de energia química contida no combustível que foi transferida ao pistão em forma de energia cinética.

$$P_{teórica} = m_{comb} * PCI \quad (33)$$

$$R_{térmico} = P_{indicada} / P_{teórica} \quad (34)$$

Onde  $m_{comb}$  é a vazão de combustível injetado na câmara de combustão [ $m^3/s$ ] e o PCI é a sigla para Poder Calorífico Inferior. O PCI é um dado referente ao combustível que indica a energia gerada pela oxidação completa deste combustível (MORAN E SHAPIRO, 2002).

Caso seja possível determinar o torque do motor durante sua operação, é possível calcular a potência efetiva gerada pelo motor. Chama-se rendimento mecânico a razão entre a potência indicada e a potência efetiva. O rendimento mecânico é a medida da conversão de energia recebida pelo pistão em torque no eixo de manivelas (VARELLA, 2010).

$$P_{efetiva} = 2 * \pi * Torque * N \quad (35)$$

$$R_{\text{mecânico}} = \frac{P_{\text{efetiva}}}{P_{\text{indicada}}} \quad (36)$$

Por fim, fazendo-se a razão entre potência efetiva e potência teórica, é possível determinar o rendimento termomecânico. Este número quantifica quanto da energia química armazenada no combustível foi transferida ao eixo de manivelas na forma de torque. Esse é o rendimento total do motor após as perdas inerentes ao seu funcionamento [Varella, 2010]. Vale ressaltar, que não são consideradas perdas por transmissão neste cálculo.

$$R_{\text{termomecânico}} = \frac{P_{\text{efetiva}}}{P_{\text{teórica}}} \quad (37)$$

#### 4.1.7.4. Outras análises possíveis usando-se software de cálculos

Além das análises apresentadas anteriormente, é possível usar um software de pós-processamento de dados capaz de analisar as medições de pressão feitas e tratá-las fornecendo diversos resultados de grande importância para a avaliação do comportamento de um MCI.

Tais softwares vêm pré-definidos de fábrica com funções mais usuais neste tipo de análise, mas não restringindo uma possível modificação ou implementação de novas rotinas de cálculos de forma a determinarem parâmetros mais específicos gerando resultados de acordo com cada área de interesse.

Está prevista a aquisição de um software de pós-processamento de dados para este projeto enquadrando-se dentro do escopo de análises desejadas para o motogerador. Entretanto, a especificação de um determinado fornecedor específico foge ao objetivo deste trabalho por se tratar de uma análise muito mais aprofundada e que envolve aspectos além do técnico, como aspectos financeiros, por exemplo.

## 4.2 PROJETO CONSTRUTIVO

Recebe a denominação de projeto construtivo todo o material elaborado durante a fase de detalhamento e especificação deste trabalho. No projeto construtivo serão apresentados todos os desenhos técnicos referentes aos equipamentos dimensionados ao longo deste documento e que serão fabricados e instalados no laboratório de testes em motogeradores a biogás.

Nesta etapa, foram produzidos desenhos técnicos em 3D usando-se software apropriado para este tipo de aplicação. O objetivo é de abordar o máximo de detalhes possíveis de cada equipamento a ser fabricado. Para que se possa garantir a qualidade do processo de fabricação bem como o atendimento de todos os parâmetros impostos durante o projeto conceutivo, foi preciso desenvolver um conjunto de plantas e desenhos com riqueza de detalhes, especificações de materiais, formas de sustentação e considerações de geometria e custos.

Para elaboração destas peças foram analisadas as características gerais deste projeto, como regime de operação do laboratório, geometria do mesmo, limitações de espaço, tipo de espécies químicas dissolvidas no ar e como estas poderiam afetar os materiais escolhidos, limitações de custo, complexidade da execução de cada peça, tempo de fabricação estimado, modo de fixação, considerações sobre resistência à falha dos materiais, aspectos de segurança e de ergonomia.

O resultado da metodologia de projeto aplicada neste trabalho será apresentado como apêndice devido ao grande volume de peças criadas. Todos os equipamentos projetados para fabricação foram agrupados por tipo de aplicação de acordo com os objetivos específicos apresentados no início deste trabalho: plantas baixas, sistema de ventilação, atenuação de ruído e atenuação de vibração. Vale ressaltar que o projeto construtivo se atém somente aos equipamentos que foram desenvolvidos exclusivamente para este projeto e que serão fabricados para posterior instalação no laboratório. Desta forma, não foram tratados no projeto construtivo os equipamentos que podem ser adquiridos comercialmente como amortecedores, instrumentos de medição e demais equipamentos eletrônicos.

Como discutido, todas as peças apresentadas no Apêndice A.1 foram elaborados exclusivamente para o laboratório de testes em motogeradores. Cada uma das peças apresentadas apresenta suas especificidades que respeitam as limitações impostas por este projeto e, salvo algumas exceções, não são encontrados comercialmente.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Como apresentado na seção 4.2 deste trabalho, o projeto descritivo resultou na elaboração de 28 desenhos técnicos que detalham todos os equipamentos à serem fabricados exclusivamente para o laboratório de testes de motogeradores a biogás. Estes equipamentos foram desenvolvidos respeitando as normas aplicáveis e os parâmetros de projeto que foram apresentados ao longo deste trabalho. Uma vez que todos os equipamentos tenham sido fabricados de acordo com o projeto, os mesmos serão instalados no laboratório e testados para que possam ser validados.

Atenção especial deve ser dada ao projeto de atenuadores de ruído desenvolvido neste trabalho, uma vez que o equipamento proposto apresenta geometria diferenciada e que foge dos padrões comerciais deste tipo de equipamento. Desta forma, todo o dimensionamento dos atenuadores de ruído foi feito através de simulações em computador e a partir de cálculos teóricos. Uma vez que estes equipamentos estejam fabricados, testes de atenuação de ruído serão feitos de forma a confirmar os resultados obtidos através das simulações.

Outro resultado importante obtido com este trabalho refere-se a especificação de equipamentos e instrumentos comerciais que foram abordados ao longo deste projeto. Observou-se que todos os equipamentos e instrumentos especificados podem ser encontrados no mercado nacional sem grandes divergências entre projeto e equipamento real. Isto mostra que as hipóteses tomadas durante este trabalho convergiram para modelos reais o que mostra a proximidade entre o projeto e a realidade.

Este trabalho trouxe ainda como resultado importante a recuperação de um motogerador de 75 kW apresentado na seção 4.1.1. Este equipamento foi doado pela Empresa Brasileira de Pesquisa Agropecuária (EMBRAPA) para ser objeto de estudo deste projeto. O motogerador havia sido utilizado pela última vez em 2009 e até então, não havia recebido nenhum tipo de manutenção. Desta forma, foi feito um trabalho de recuperação de diversos componentes do motogerador para que o mesmo pudesse voltar a operar normalmente. No motor de combustão interna foi feita a retífica do bloco, do cabeçote e dos pistões; foram trocados os filtros de óleo, ar e água do motor; além disso, foram substituídas as bombas d'água e óleo; todas as conexões, mangueiras e tubulações foram substituídas devido ao alto nível de deterioração. No caso do gerador, foi feito o reparo da bobina, limpeza e pintura de todo o gerador, assim como uma revisão geral nos circuitos elétricos.

As medições de ruído realizadas durante o funcionamento do motogerador também são um resultado importante deste trabalho e devem ser discutidos para que se possa entender seu significado. Segundo a NBR 10151, o equipamento usado para as medições de ruído deve

atender às especificações da IEC 60651 e ser de classe 0,1 ou 2. Para as medições escopo deste trabalho, foi usado um decibelímetro do fabricante BSWA, modelo 308 de classe 1. No que se refere a calibração do equipamento, o mesmo foi calibrado momentos antes das medições através de um calibrador do mesmo fabricante BSWA, modelo CA115, classe 2, capaz de calibrar o equipamento usando uma pressão sonora de referência de 114 dB a 1.000 Hz. Todos os resultados para o nível de pressão sonora obtidos foram ponderados em “A” de acordo com a NBR 10151. Foi usada ainda uma espuma protetora para que a influência do vento fosse eliminada, de acordo com as indicações do fabricante e da norma.

Figura 37 - Decibelímetro BSWA 308 usado para as medições de ruído



Fonte: catalogo da empresa BSWA, 2017.

Para que se possa ter uma noção do nível de ruído emitido pelo motogerador em diversos pontos de interesse, foram feitas medições em três localizações diferentes: uma próxima a fonte, a uma distância de 1,5; outra ao lado das salas de aula e do auditório que estão situados no mesmo bloco do laboratório que abrigará o motogerador, aproximadamente 23 m da fonte; na entrada da biblioteca de Pós-graduação em engenharia, situada próxima ao laboratório de testes, cerca de 20 m da fonte. As medidas de nível de pressão sonora respeitaram as limitações impostas pela norma a saber: distância mínima de 1m de paredes ou outras superfícies refletoras e a 1,2 m do nível do solo.

Primeiramente foram medidos os níveis de pressão sonora de fundo, ou seja, o nível de ruído quando a fonte não está emitindo som (fonte desligada). Depois, a fonte foi ligada e as medidas foram feitas novamente, desta vez considerando o ruído emitido pelo motogerador. Foram considerados dois valores para cada medição feita, o primeiro é a média simples dos

resultados obtidos durante 1 min de medição, o segundo é a média RMS calculada sobre a mesma série de valores. A Tabela 14 foi elaborada a partir dos resultados obtidos.

Tabela 14 - Resultados obtidos para as medições de ruído sem sistema de atenuação

<b>Medições de ruído</b>						
<b>Data: 08/06/2017</b>	<b>Ponto 1</b>		<b>Ponto 2</b>		<b>Ponto 3</b>	
<b>Horário: 9:45</b>	Média Simples	Média RMS	Média Simples	Média RMS	Média Simples	Média RMS
Ruído de fundo (dB)	62,4	61,3	74,2	72,9	67,2	66,8
Medição 1	98,1	97,2	78,2	77,5	72,4	71,8
Medição 2	95,9	94,7	80,6	78,6	71,3	76,3

Fonte: elaborado pelo autor.

É possível perceber que o ruído de fundo, quando a fonte sonora está desligada, é superior ao limite imposto pela norma, que é e 50 dB. Isto significa que mesmo que o sistema esteja devidamente dimensionado e atenuando de forma eficiente, não será possível mensurar com exatidão quanto do ruído ainda está sendo emitido para o ambiente externo do laboratório. Desta forma, será necessária a realização de testes durante um período que o ruído de fundo não exceda o limite permitido (como por exemplo a noite ou aos finais de semana) para que se possa garantir que o equipamento está funcionando de acordo com o projetado.



## 6 CONCLUSÃO

O projeto foi elaborado segundo normas pertinentes às diversas áreas do conhecimento que compõem os fundamentos para uma construção de sala de teste de motogeradores. Com essa premissa, as especificações do sistema de ventilação e filtragem do ar e do sistema de atenuação de ruído, bem como, os sistemas de carga elétrica aplicável aos motogeradores foram elaboradas de forma a permitir a aquisição no mercado nacional, entretanto, sempre respeitando os requisitos de norma quanto a índices recomendados para a manutenção da segurança das pessoas e das instalações.

Com a preocupação direcionada à atenuação dos ruídos gerados pelo motogerador, obras civis receberam especial atenção por conta do risco de interferência nas atividades dos setores acadêmicos vizinhos à sala de teste. Por essa razão, as postas de vedação da sala de teste e os equipamentos componentes dos sistemas foram devidamente dimensionados para serem fabricados e/ou adquiridos, com vista nos aspectos econômicos, mas sobretudo assegurando os níveis sonoros desejados. Neste contexto, foram realizados testes com o motogerador funcionando para serem medidos os índices de ruídos em decibéis nas circunvizinhanças, quando pode ser constatada a efetividade do projeto.

Para adquirir maior confiabilidade nesses sistemas estudados, análises teóricas com base em balanços de massa e energia foram realizadas, o que validou as especificações elaboradas, até porque, apresentaram coerência com outros projetos de porte semelhante.

Quanto ao sistema de cargas resistivas discretas, foi especificado um banco de resistência de dosagem de cargas de 3 kW, o que justificou a compra de um equipamento com chaveamentos gradativos que possibilitasse a automação do sistema de carga motogerador quando submetido à carga variáveis de simulação de teste em condições reais de operação, respeitando procedimento estabelecidos em norma.

Complementarmente ao sistema de dosagem de cargas discretas, espera-se projetar futuramente, um sistema que possibilite a interligação da energia produzida pelo motogerador à rede elétrica da Universidade, através da utilização de algoritmos especiais para compatibilização de onda de energia que estão em desenvolvimento no Departamento de Engenharia Elétrica da UFC.

Para complementação da instalação da sala de teste do motogerador, foram especificados instrumentos de forma a permitir a aplicação de um sistema de aquisição de dados e controle de atuadores eletrônicos de operação dos sistemas de forma integrada. Além disso, o sistema de controle do motor de combustão interna foi idealizado com certo grau de sofisticação, com a especificação de um sensor de pressão para leituras “on line” na câmara de

combustão. Para tal, foi especificado um transdutor de pressão piezo-resistivo robusto e preciso. Por fim, o projeto apresenta uma metodologia de cálculo de eficiência com base nas curvas de pressão a serem obtidas com este sensor, com o objetivo padronizar as análises feitas no motogerador quando este operar com diferentes tipos de combustível e estiver sujeito a diferentes níveis de carga.

Finalmente, o projeto serviu para chamar atenção para a possibilidade de geração de energia elétrica a partir de fonte renovável e limpa, mostrando que os sistemas de geração distribuída de energia não se limitam às tecnologias solar e eólica, mas que os sistemas a biomassa e cogeração também são viáveis. Resta, entretanto, ser feita uma análise econômica desta aplicação para que se possa assegurar de forma definitiva sua aplicabilidade no cenário industrial brasileiro.

Ainda existem muitos pontos que não puderam ser abordados neste trabalho, mas que são de grande importância e devem ser abordados em trabalhos futuros, como é o caso do desenvolvimento de atenuadores de ruído. Estes equipamentos foram desenvolvidos de forma muito diferente dos modelos comercializados atualmente no Brasil. É necessário que se faça um estudo mais aprofundado sobre o funcionamento destes equipamentos uma vez que eles tenham sido fabricados e instalados. Testes de nível de atenuação de ruído devem ser feitos de acordo com as normas vigentes a fim de garantir a eficiência de equipamento e até mesmo para que se elabore um projeto específico deste tipo de atenuador para que ele possa ser fabricado em escala comercial e atenda o mercado nacional.

Outro ponto importante que deve ser tema de um trabalho futuro é o sistema de paralelismo automático entre o motogerador, o banco de resistências e a rede elétrica da UFC. Este sistema é vital para viabilizar a injeção de energia na rede elétrica da universidade. A complexidade envolvida no projeto deste sistema é bastante elevada visto o tempo de resposta esperado ser muito reduzido (da ordem de décimos e até milésimos de segundo).

## REFERÊNCIAS

- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Resolução Normativa n° 482**. Aneel. Brasília, 2012. Disponível em: <http://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2012482.pdf>. Acessado em: 06/06/2017.
- ASHRAE (United States). **ASHRAE Handbook: HVAC Applications: SI Edition**. Atlanta: ASHRAE, 2007.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10151**: Acústica - Avaliação do ruído em áreas habitadas, visando o conforto da comunidade - Procedimento. Rio de Janeiro: ABNT, 2000.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10152**: Níveis de ruído para conforto acústico. Rio de Janeiro: ABNT, 1987.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 12179**: Tratamento acústico em recintos fechados. Rio de Janeiro: ABNT, 1992.
- BORGNAKKE; SONNTAG. **Fundamentos da Termodinâmica – Série Van Wylen.** , São Paulo: Editora Blucher, 8a edição, 2013.
- BRUNETTI, Franco. **Motores de combustão interna: Volume 1**. São Paulo: Editora Blucher, 2012. 553 p.
- CHAPMAN, Stephen J. **Fundamentos de Máquinas Elétricas**. 5. ed. Porto Alegre: AMGH Editora LTDA, 2013. 695 p.
- CLEZAR, Carlos A.; NOGUEIRA, Antônio Carlos R. **Ventilação Industrial**. 2. ed. Florianópolis: Editora da UFSC, 2009. 240 p. (Série Didática).
- CUMMINS POWER GENERATION (Ed.). **Engenharia de Aplicações**: Manual de aplicações para Grupos Geradores arrefecidos a água. São Paulo: Cummins Power Generation, 2011. 281 p. Traduzido do manual N° T030G (Rev Jan/2011). Disponível em: <http://www.cumminspower.com.br/pdf/engenharia/T030Português.pdf> Acesso em: 23 abr. 2017.
- DIAMANT, R. M. E. **Insulation of buildings**. Londres: Iliffe Books Ltd, 1965.
- EDMINISTER, Joseph A. **Circuitos Elétricos**. 2. ed. São Paulo: Editora Mcgraw-hill Ltda, 1991. (Coleção Schaum).
- ENEL DISTRIBUIÇÃO. **Norma Técnica NT-Br 010/2016 R-01**: Conexão de micro e minigeração distribuída ao sistema elétrico da Ampla/Coelce. Rio de Janeiro: Grupo Enel, 2016.
- FACHAGENTUR NACHWACHSENDE ROHSTOFFE E. V. (FNR). **Guia prático do Biogás: Geração e utilização**. Traduzido pelo projeto Probiogás do Ministério das Cidades, 2010. Disponível em: [http://www.resol.com.br/cartilhas/giz\\_-\\_guia\\_pratico\\_do\\_biogas\\_final.pdf](http://www.resol.com.br/cartilhas/giz_-_guia_pratico_do_biogas_final.pdf). Acessado em: 06/06/2017.

- FONSECA, Adhemar. **Vibrações**. Rio de Janeiro: Livro Técnico Sa, 1964. 339 p.
- FOX, Robert W.; PRITCHARD, Philip J.; MCDONALD, Alan T. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010. 710 p. Tradução e Revisão técnica: Ricardo N. N. Koury e Luiz Machado.
- HARRIS, Cyril M.; PIERSOL, Allan G. (Ed.). **HARRIS' SHOCK AND VIBRATION HANDBOOK**. 5. ed. New York: Mcgraw-hill, 2002.
- HEYWOOD, John B. (1988). **Internal combustion engine fundamentals**. New York: Mcgraw-hill.
- INCROPERA, Frank P. et al. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2007.
- KINSLER, Lawrence E. FREY, Austin R. COPPENS, Alan B. SANDERS, James V. **Fundamentals of acoustics**. 4 ed. United States: John Wiley & Sons INC, 2000.
- MCCONNELL, Kenneth G. **Vibration testing: Theory and practice**. United States: John Wiley & Sons INC, 1995. 606 p.
- MESQUITA, A. L. S.; GUIMARAES, F. A.; NEFUSSI, N. **Engenharia de ventilação industrial**. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda, 1977. 442 p.
- MINISTÉRIO DO TRABALHO E EMPREGO. Portaria nº 3.214, de 08 de junho de 1978. **NR - 15 - Atividades e Operações Insalubres**. Brasília, DF.
- MORAN, Michael J. SHAPIRO, Howard N. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. LTC. 4a edição, 2002. Rio de Janeiro.
- NEPOMUCENO, Lauro Xavier. **Acústica técnica**. São Paulo: Etegil, 1968.
- OLSSON, Linda. FALLDE, Magdalena. **Waste(d) potential: a socio-technical analysis of biogas production and use in Sweden**. Journal of cleaner production, Volume 98, July 2015, pages 107 to 115.
- PARLAMENTO EUROPEU. **Regulamento do Parlamento Europeu e do Conselho: relativo aos requisitos em matéria de limites de emissão e de homologação de motores de combustão interna de máquinas móveis não rodoviárias**. Proposta 2014/0268, Comissão Européia. Bruxelas, 2014.
- PLINT, Michael; MARTYR, Anthony. **Engine Testing: Theory and practice**. 2. ed. Warrendale: Reed Educational and Professional Publishing Ltd, 1999.
- RAO, Singiresu. **Vibrações mecânicas**. 4. ed. São Paulo: Pearson, 2009.
- SALIBA, Tuffi Messias. **Manual prático de avaliação e controle de ruído**. 4. ed. São Paulo: LTR, 2008.
- SPEIGHT, J. G. **Synthetic fuels handbook: properties, process, and performance**. USA McGraw-Hill, New York (2008).

THOMSON, William T. **Teoria da vibração**. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 1973.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ. Biblioteca Universitária. **Guia de normalização de trabalhos acadêmicos da Universidade Federal do Ceará**. Fortaleza, 2013.

VARELLA, Carlos Alberto. **Estimativa da Potência dos Motores de Combustão interna**. Universidade Federal Rural do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2010.

## APÊNDICE I

### **A.1 Desenhos técnicos dos equipamentos a serem construídos**

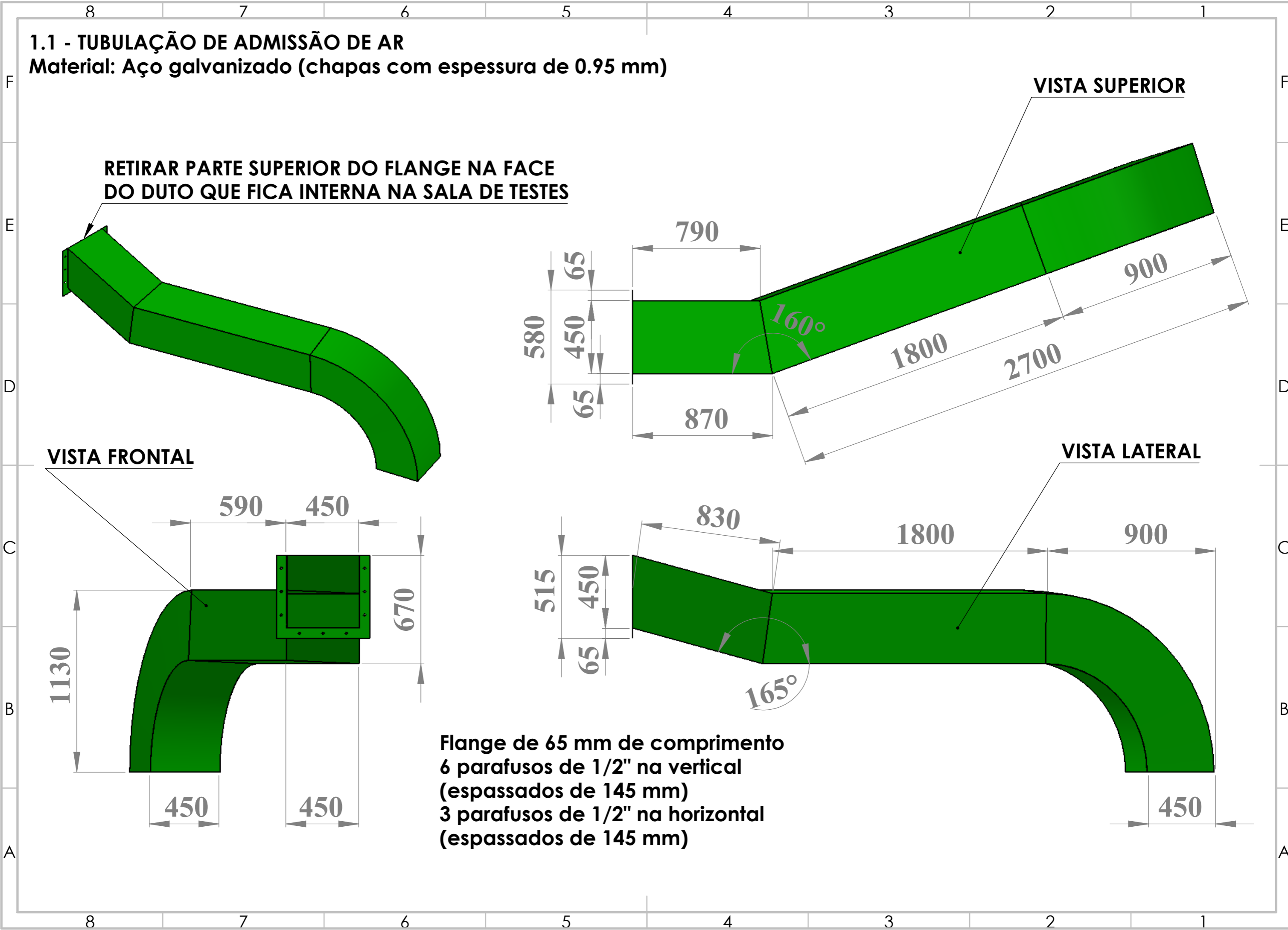


## Índice de cotas

1. Ventilação
  - 1.1. Tubulação de admissão de ar
    - 1.1.1. Duto de admissão dentro da parede
  - 1.2. Duto de exaustão
    - 1.2.1. Tubulação de exaustão dentro da parede
  - 1.3. Exaustor
  - 1.4. Ventilador
2. Ruídos
  - 2.1. Primeiro atenuador de ruído
  - 2.2. Segundo atenuador de ruído
  - 2.3. Atenuador de ruído da exaustão
  - 2.4. Difusor de ruído da admissão
  - 2.5. Difusor de ruído da exaustão
  - 2.6. Estrutura de suporte do atenuador
3. Portas acústicas (sala de controle e sala do motor gerador)
4. Porta da casa de combustíveis
5. Duto de escapamento de gases
  - 5.1. Primeira parte
  - 5.2. Segunda parte
  - 5.3. Terceira parte
  - 5.4. Quarta parte
  - 5.5. Primeiro difusor
  - 5.6. Segundo difusor
  - 5.7. Juntas de expansão
  - 5.8. Abafadores(silencioso) de ruídos
6. Suporte de fixação para o duto de escapamento
  - 6.1. Mancal superior
  - 6.2. Mancal inferior
  - 6.3. Rolete
  - 6.4. Base de suporte de fixação
7. Calhas
  - 7.1. Calha de alimentação do grupo gerador
  - 7.2. Calha do sistema elétrico das resistências

# 1.1 - TUBULAÇÃO DE ADMISSÃO DE AR

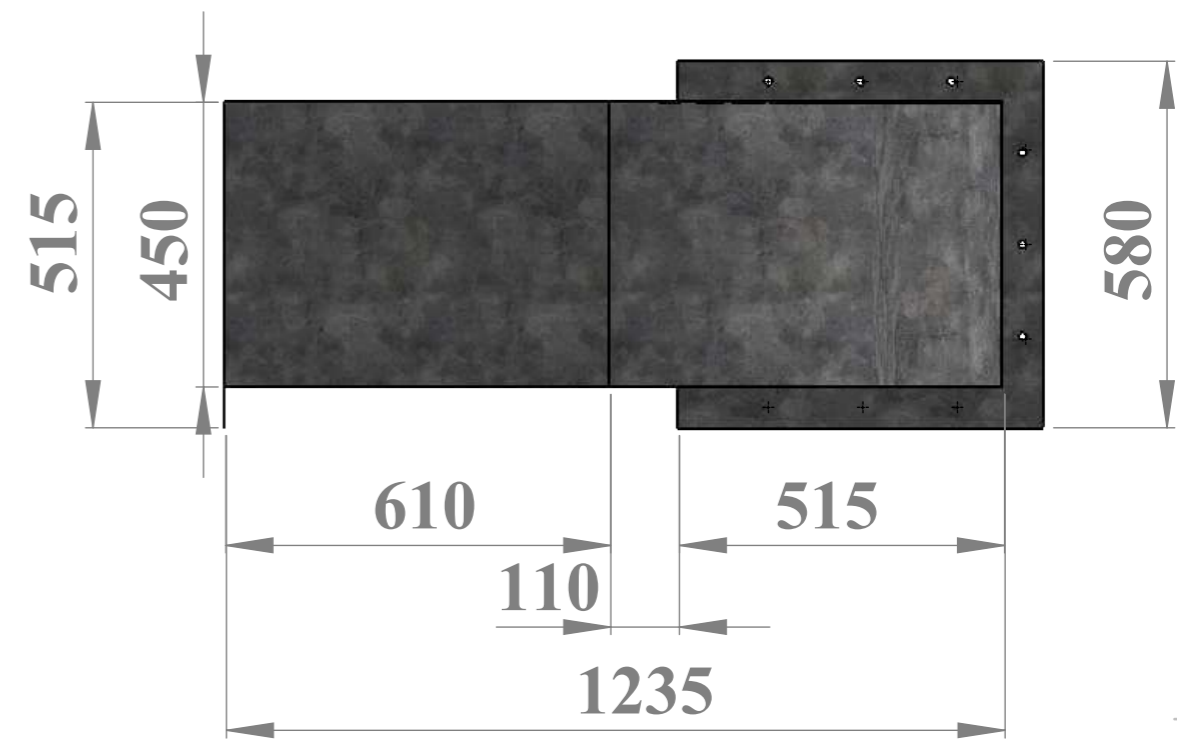
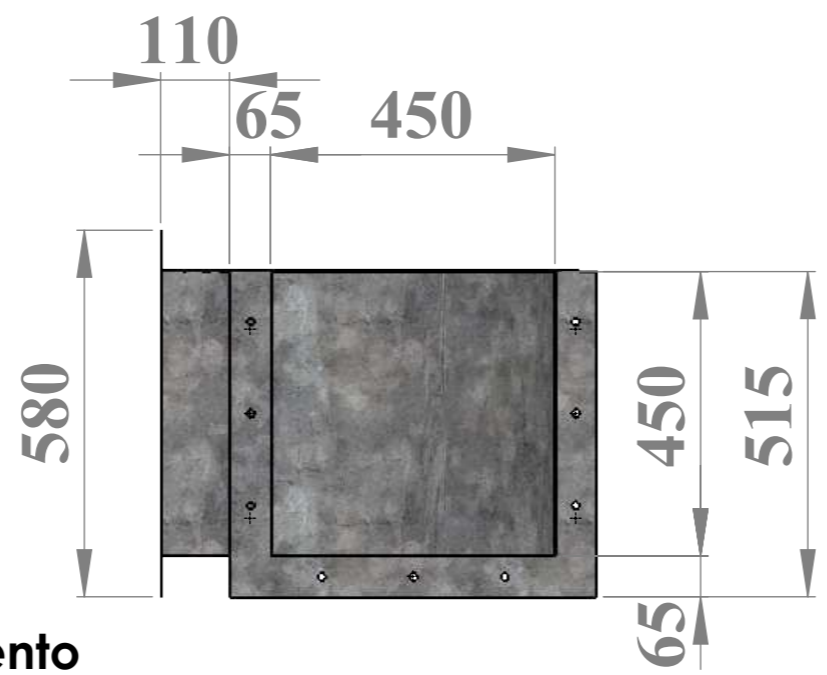
Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)



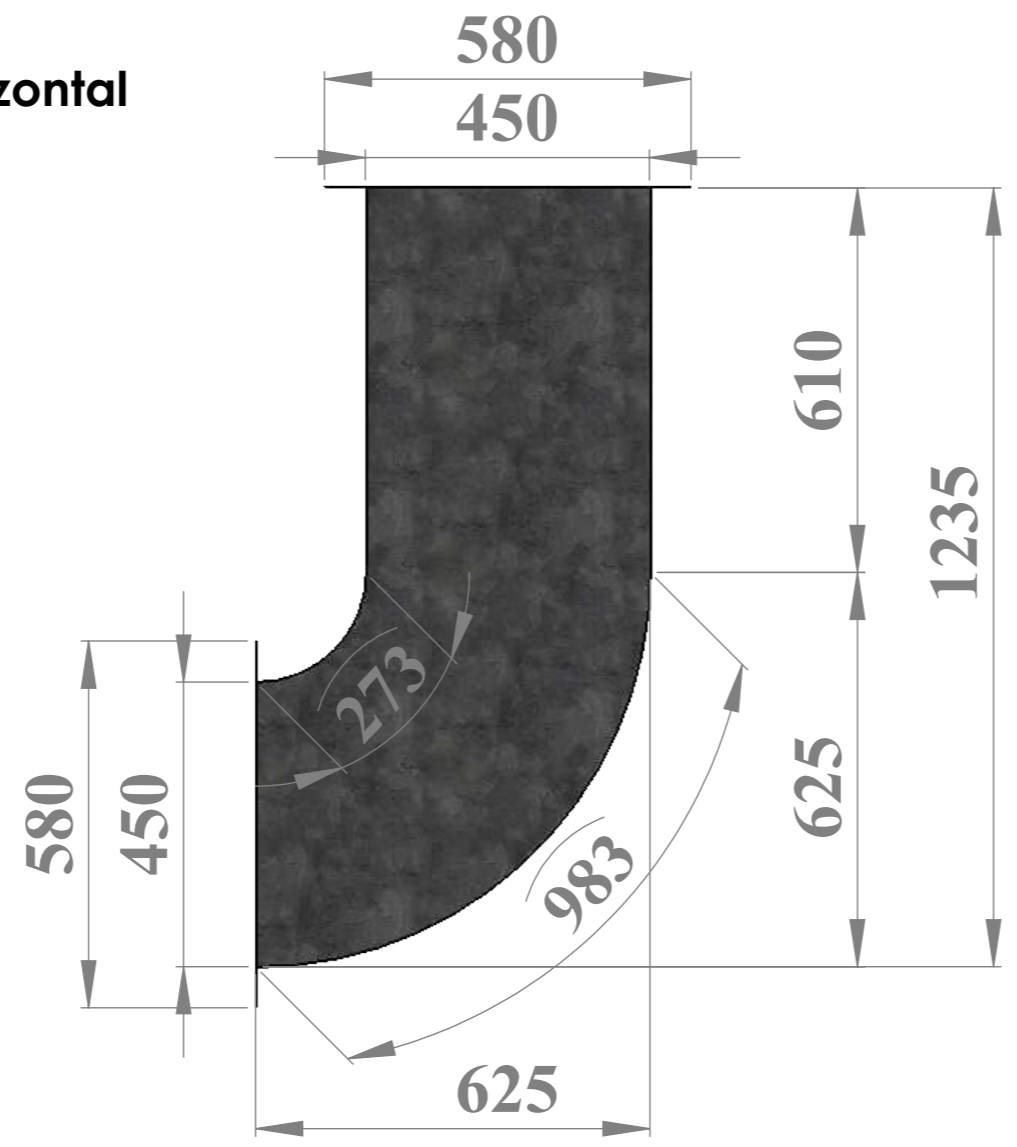


### 1.1.1 - DUTO DE ADMISSÃO NO INTERIOR DA PAREDE

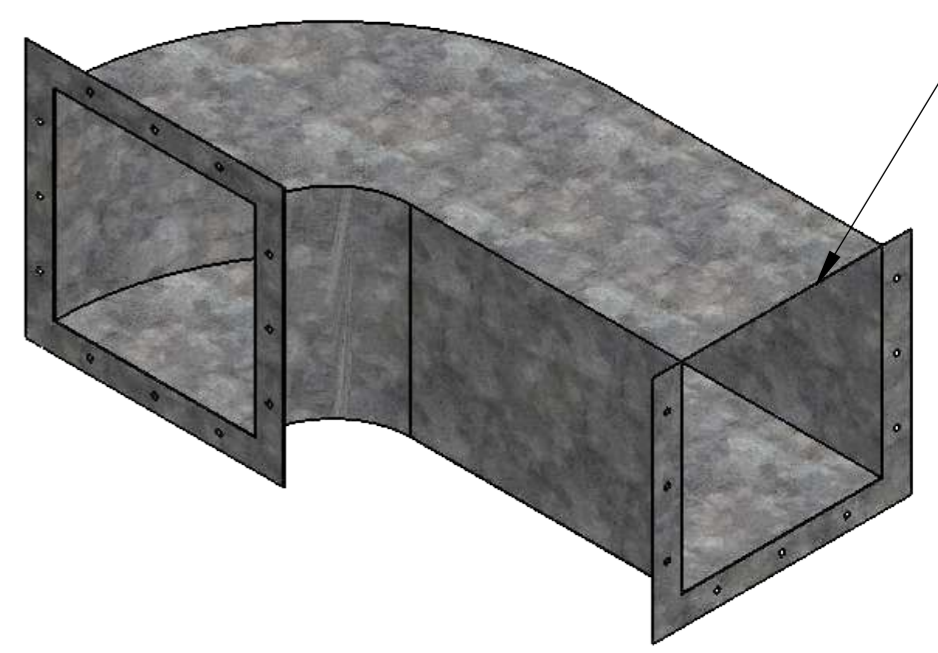
Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)



Flange de 65 mm de comprimento  
6 parafusos de 1/2" na vertical  
(espassados de 145 mm)  
6 parafusos de 1/2" na horizontal  
(espassados de 145 mm)



**RETIRAR PARTE SUPERIOR DO FLANGE NA FACE DO DUTO QUE FICA INTERNA NA SALA DE TESTES**

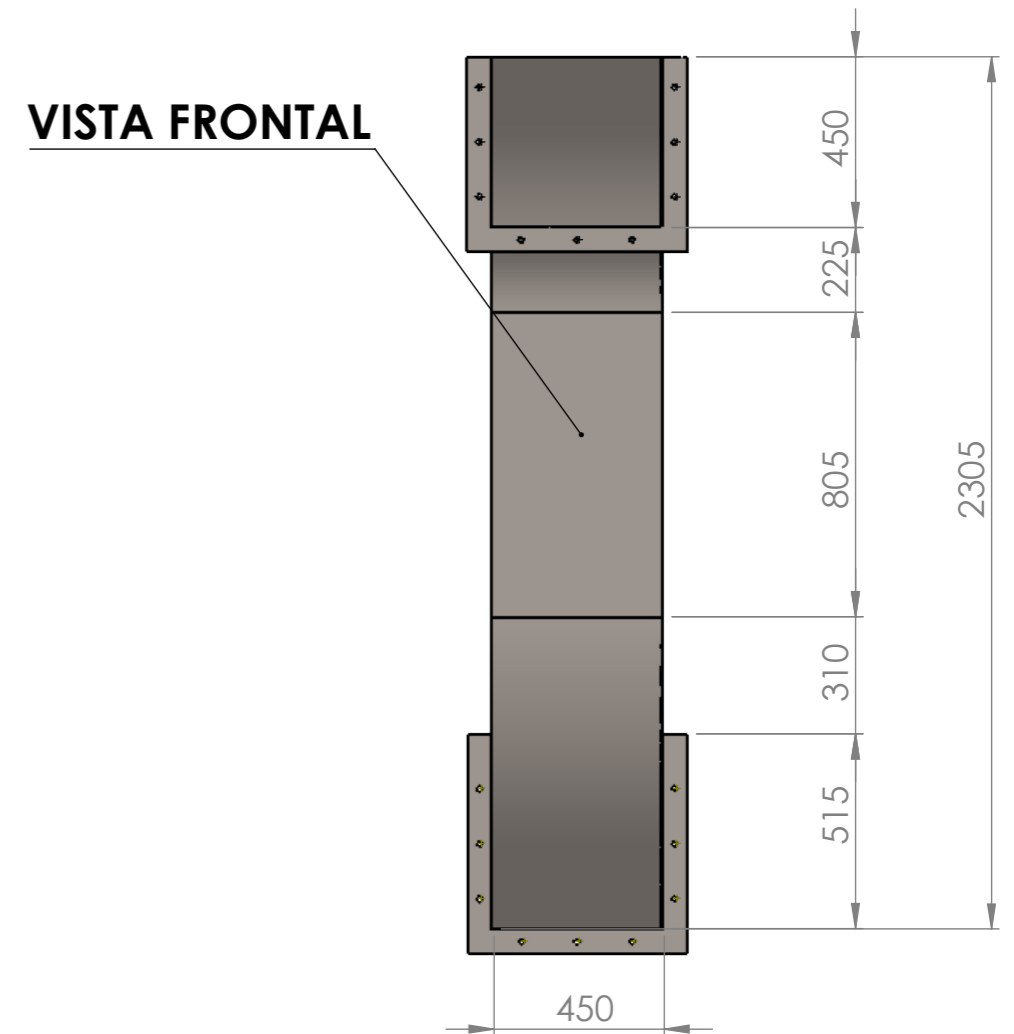
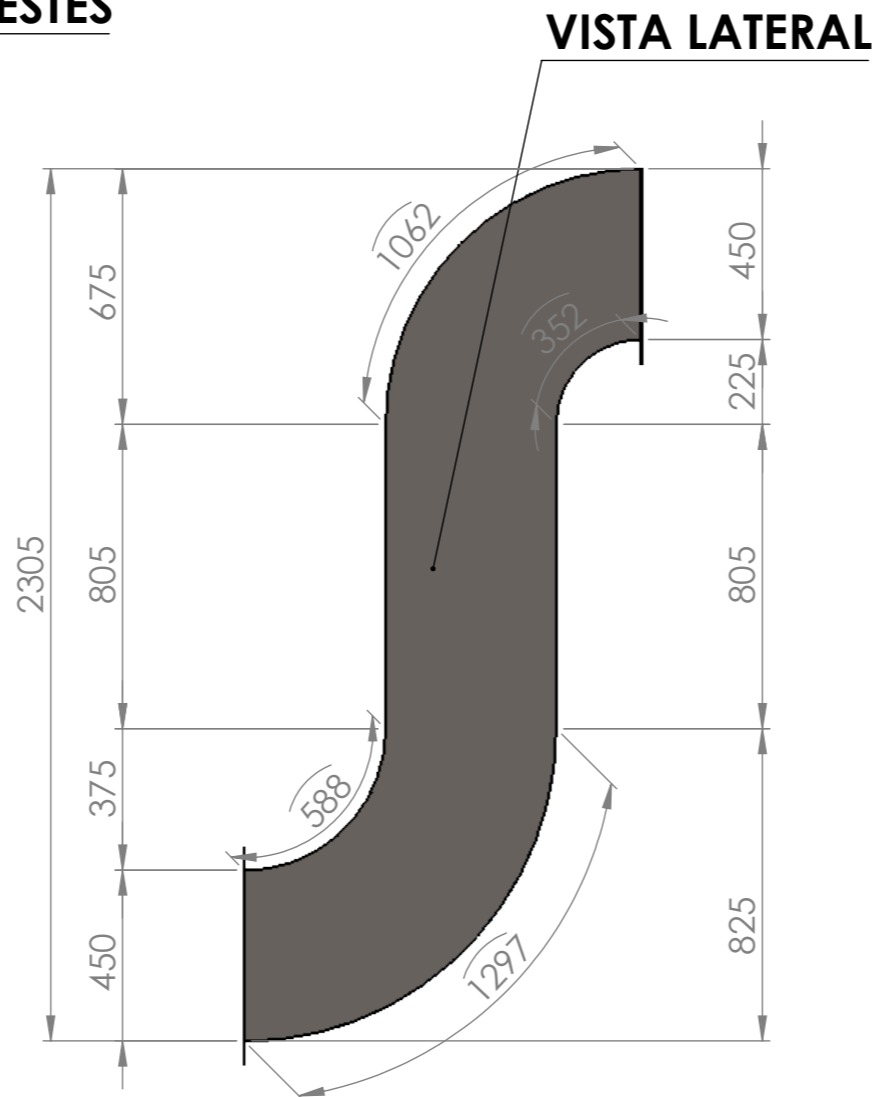
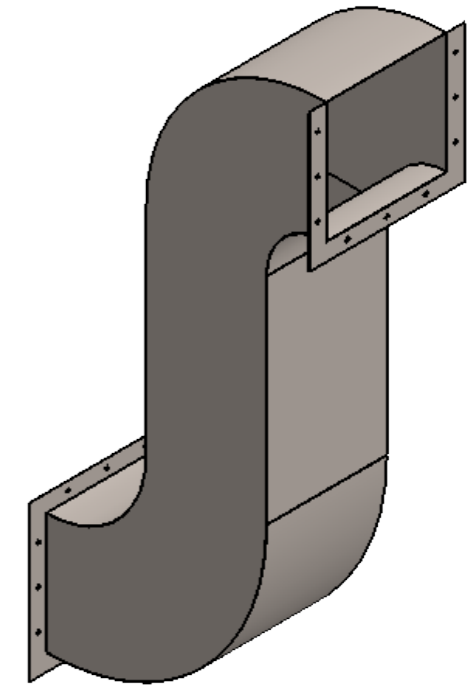
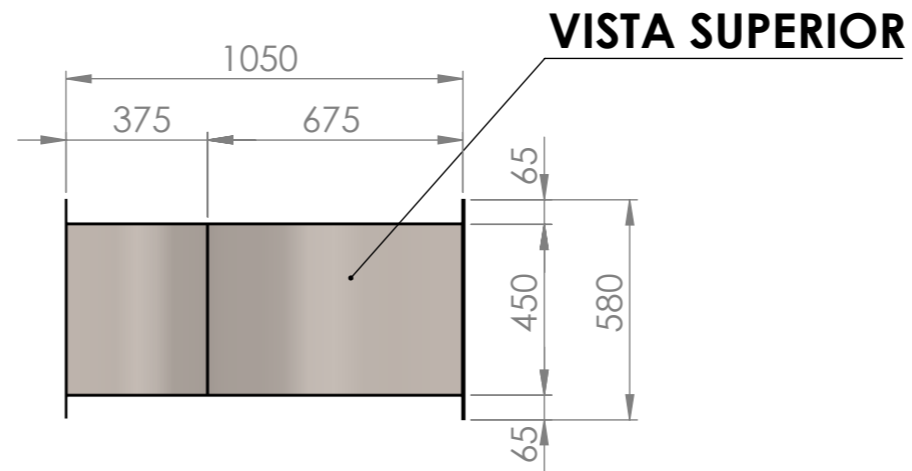


## 1.2 - TUBULAÇÃO DE EXAUSTÃO

Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)

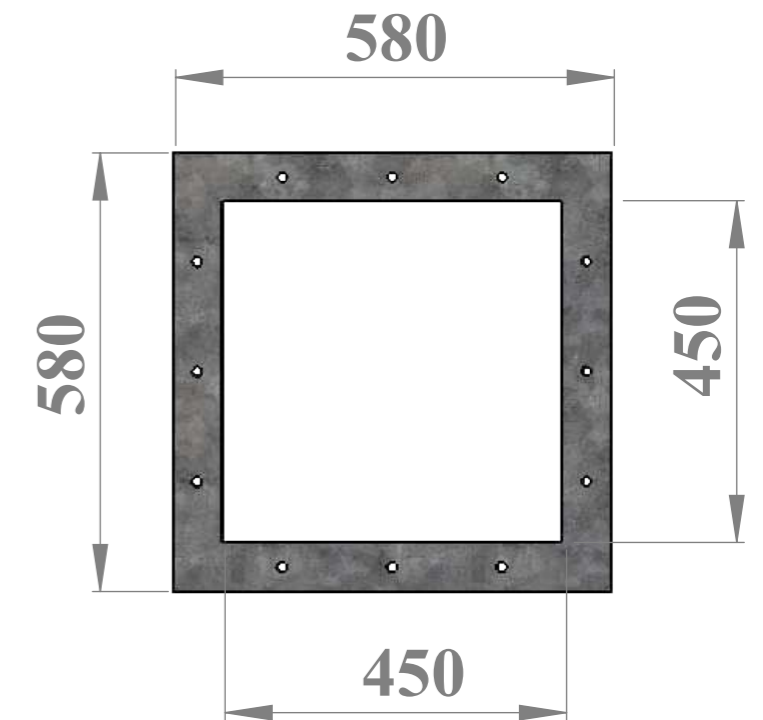
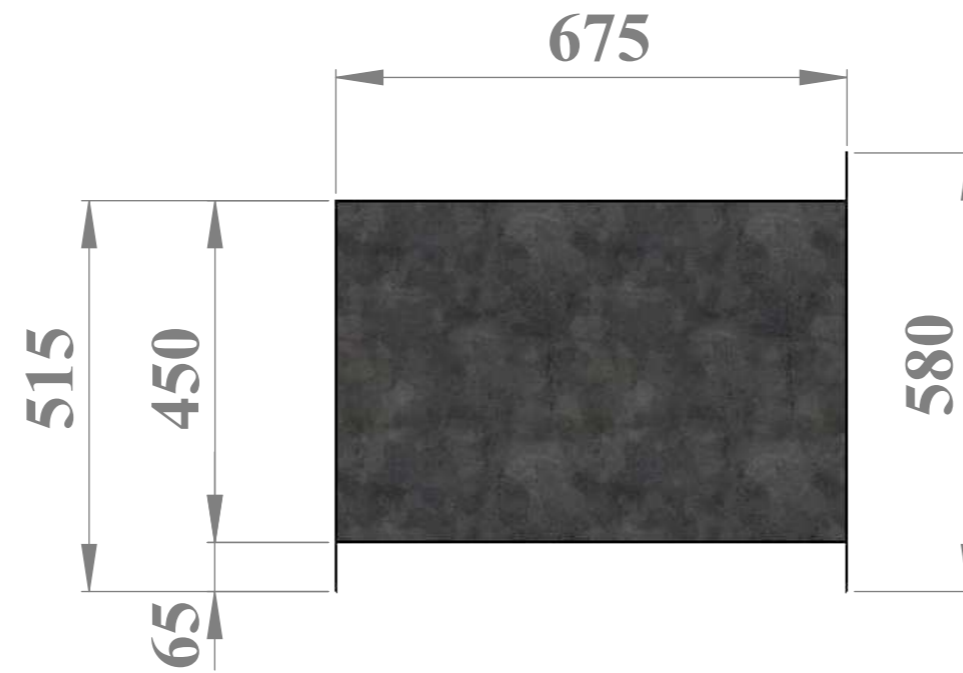
Flange de 65 mm de comprimento  
6 parafusos de 1/2" na vertical  
(espassados de 145 mm)  
3 parafusos de 1/2" na horizontal  
(espassados de 145 mm)

RETIRAR PARTE SUPERIOR DO FLANGE NA FACE  
DO DUTO QUE FICA INTERNA NA SALA DE TESTES



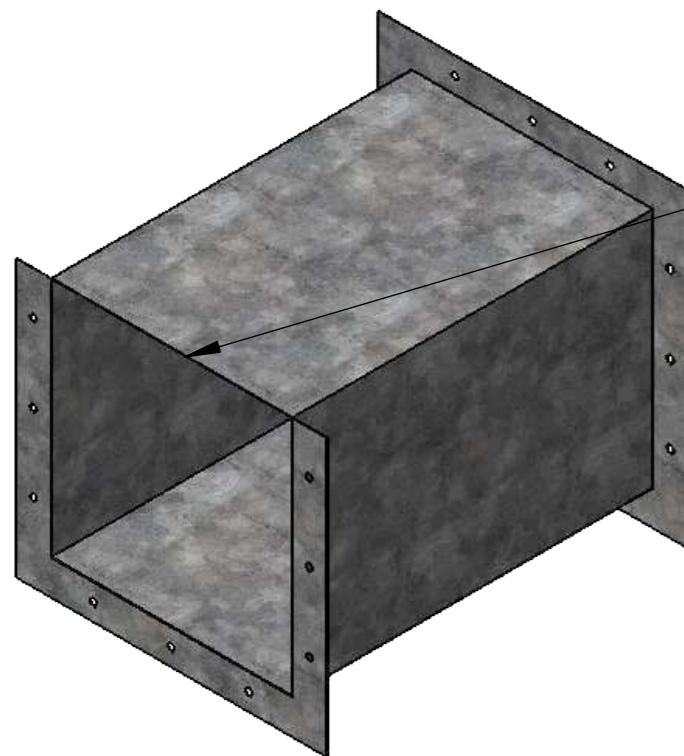
### 1.2.1 - DUTO DE EXAUSTÃO NO INTERIOR DA PAREDE

Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)

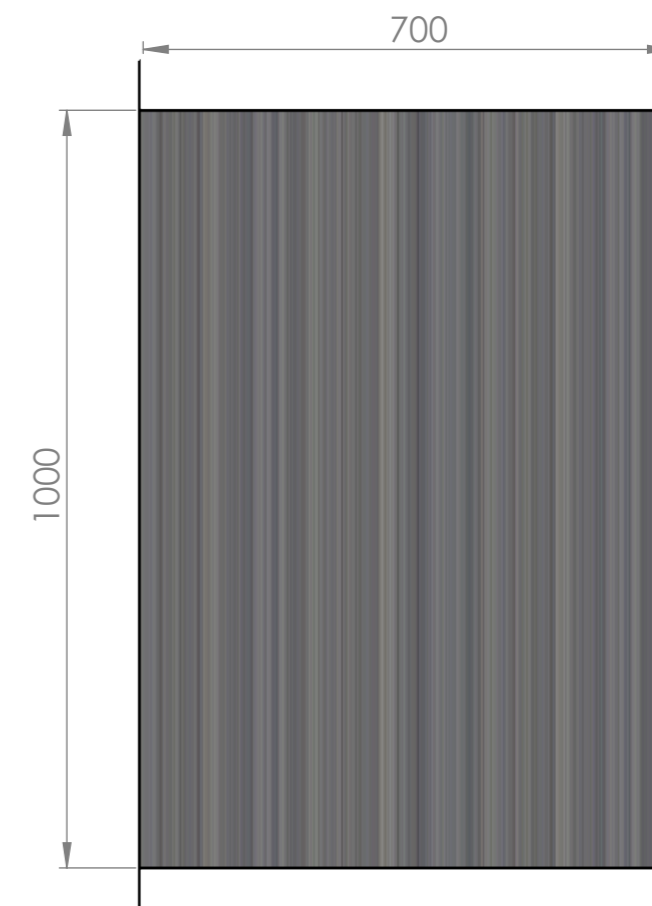
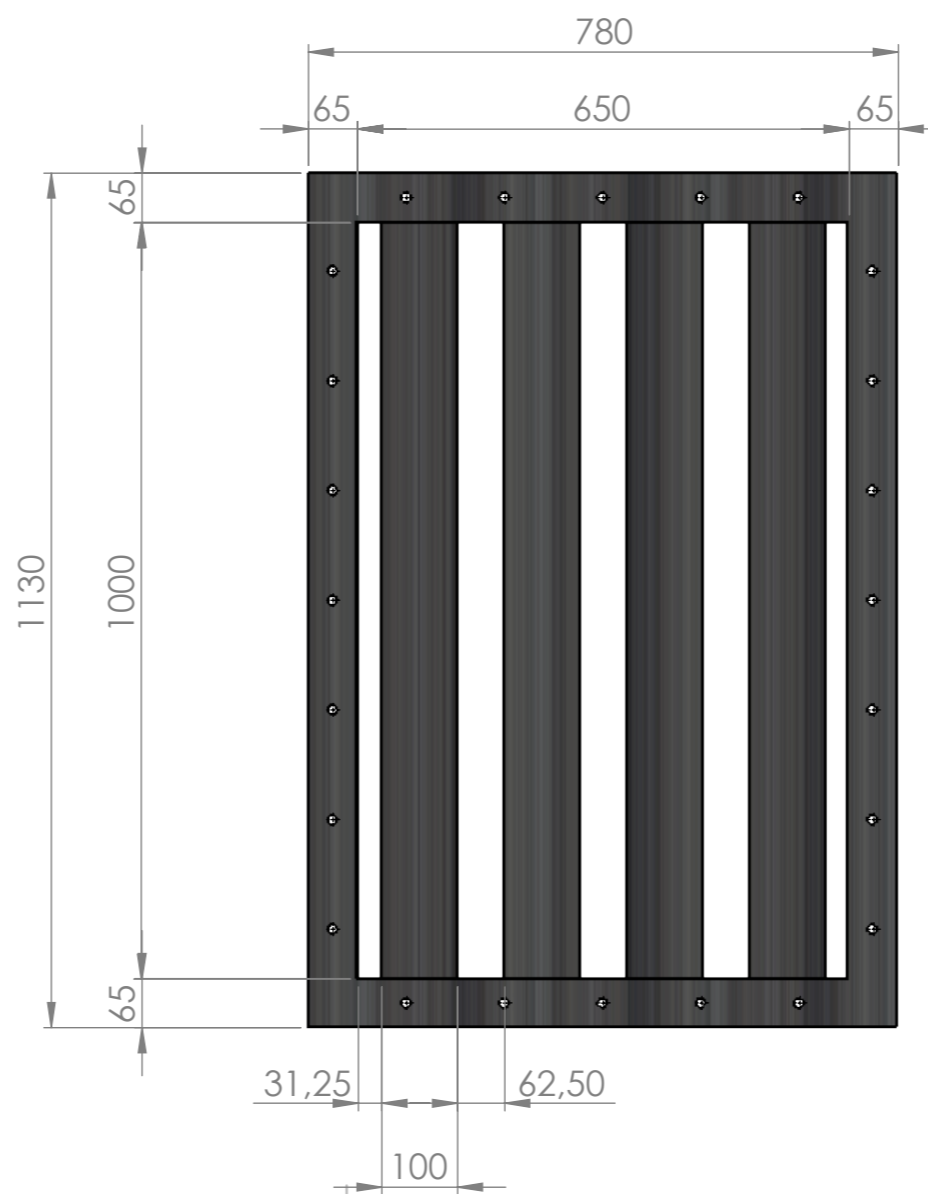
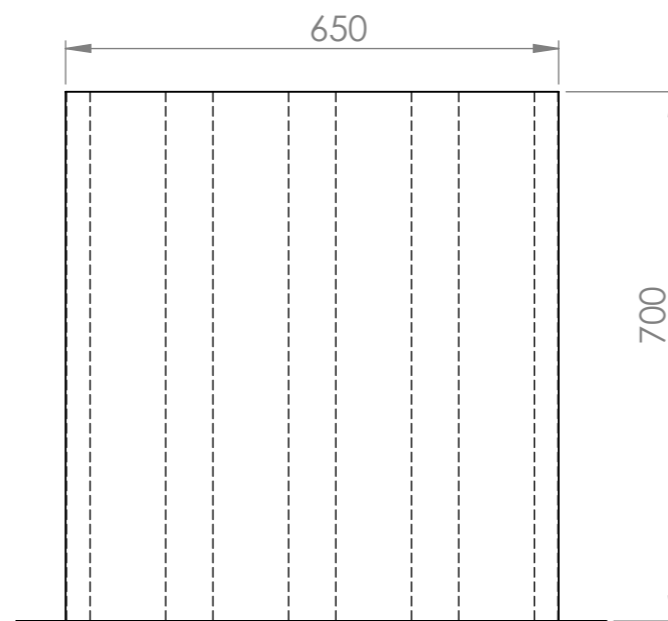
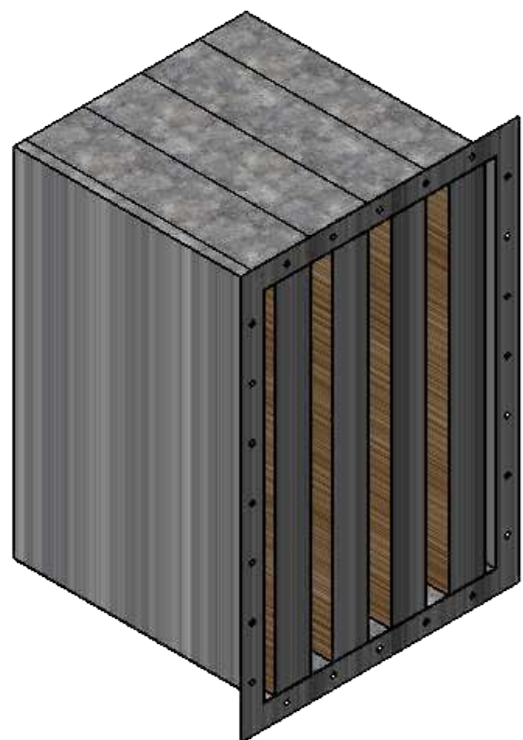


**RETIRAR PARTE SUPERIOR DO FLANGE NA FACE DO DUTO QUE FICA NO INTERIOR DA SALA DE TESTES**

**Flange de 65 mm de comprimento  
6 parafusos de 1/2" na vertical  
(espassados de 145 mm)  
6 parafusos de 1/2" na horizontal  
(espassados de 145 mm)**

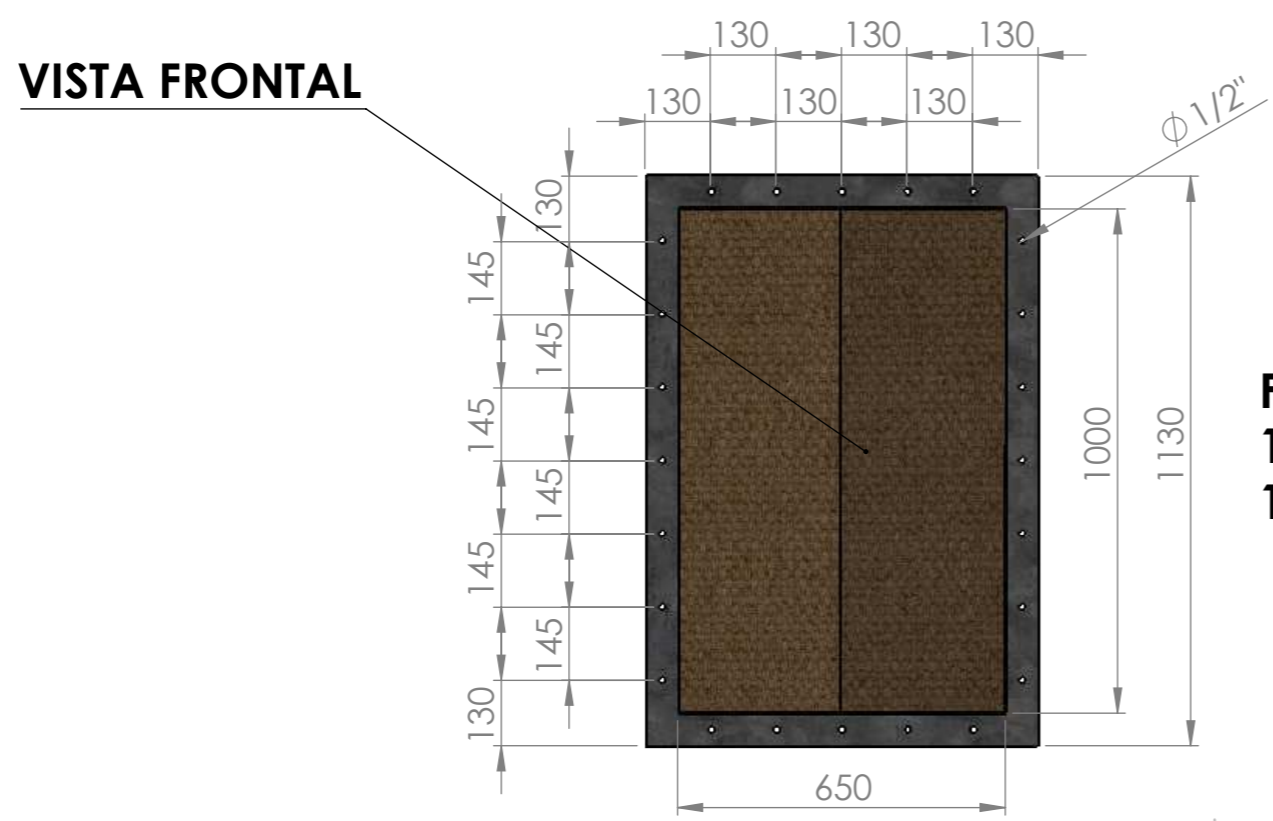
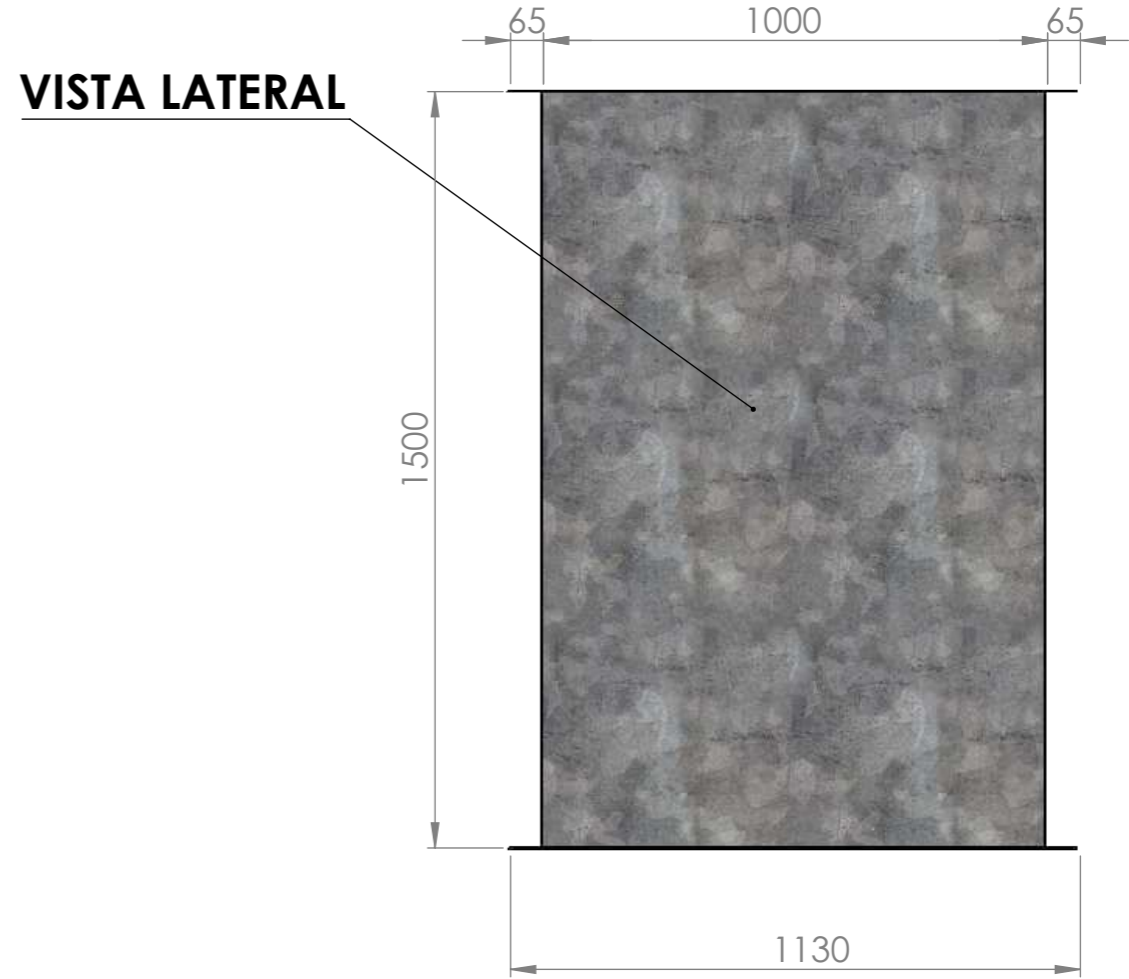
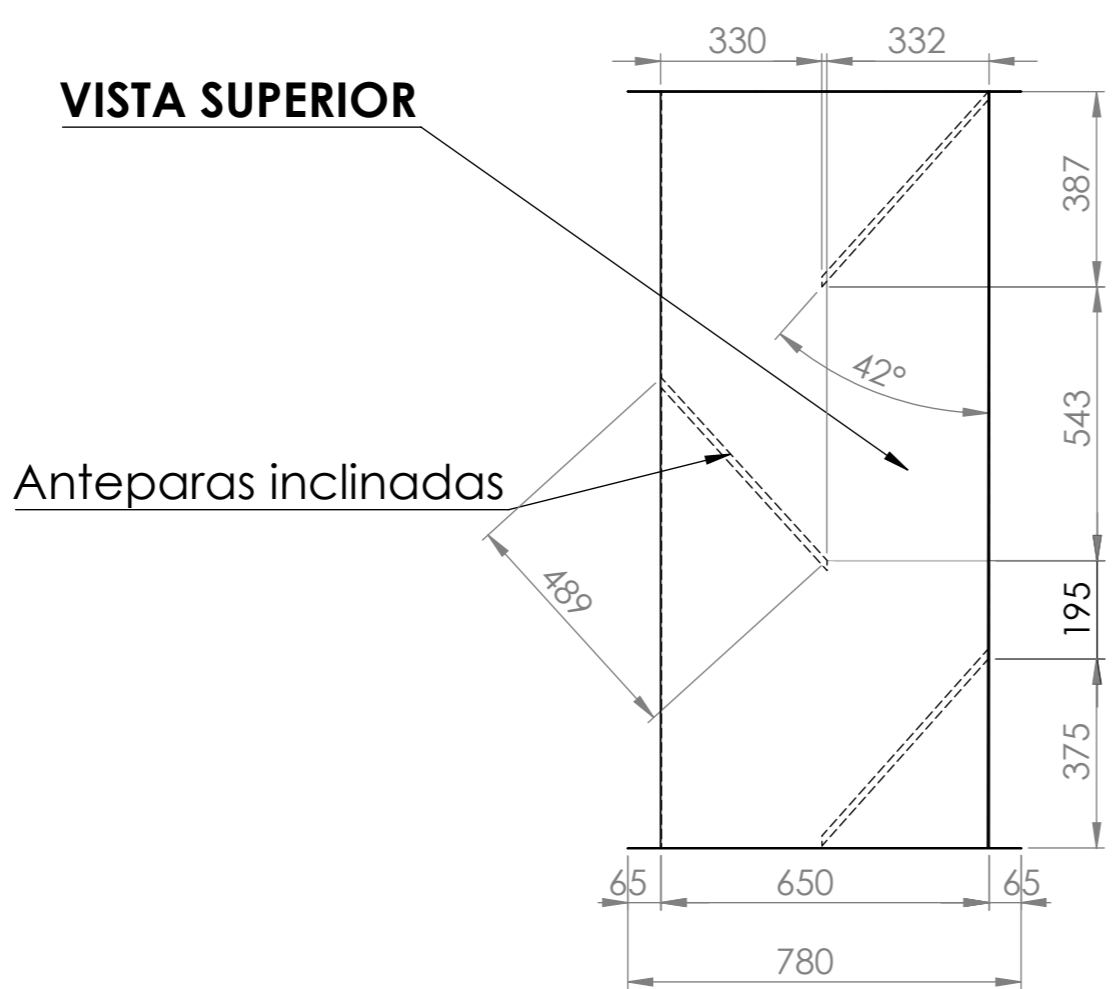


**ATENUADOR DE RUIDO - Anteparas Paralelas - ENTRADA DE AR**  
**Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)**



**Flange de 65 mm de comprimento**  
**14 parafusos de 1/2" na vertical**  
**(espassados de 145 mm)**  
**10 parafusos de 1/2" na horizontal**  
**(espassados de 130 mm)**

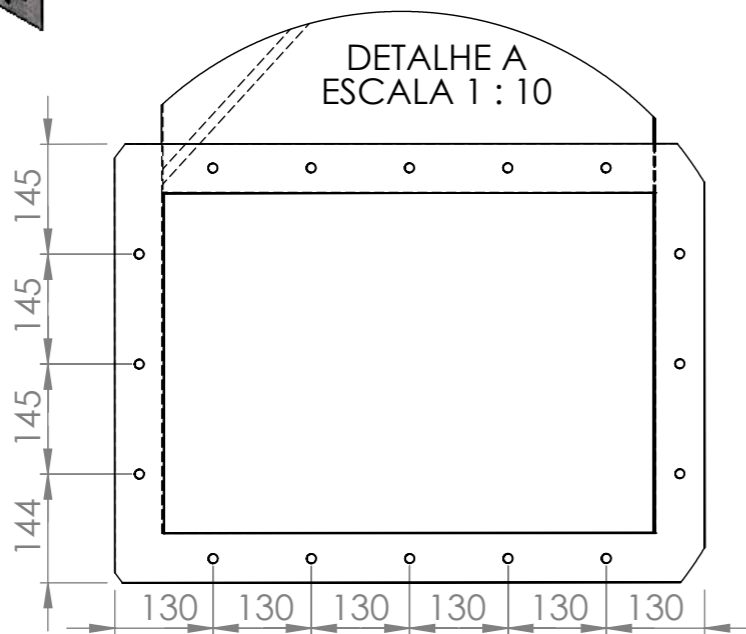
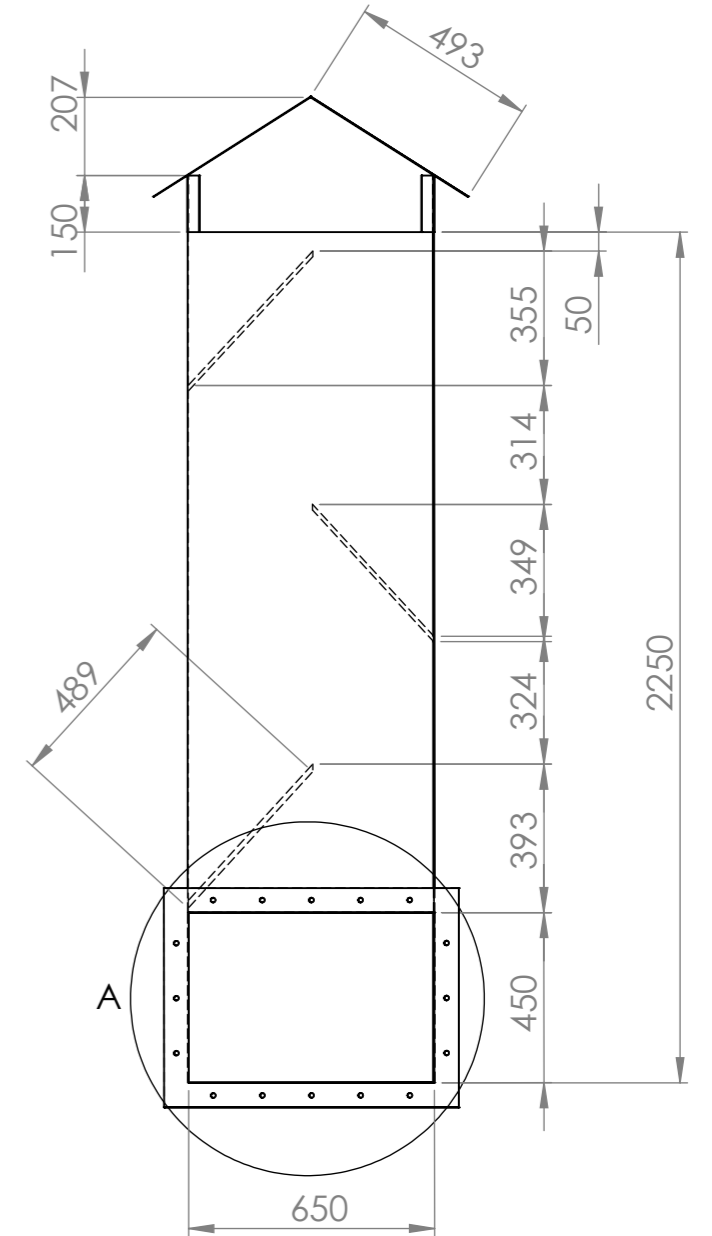
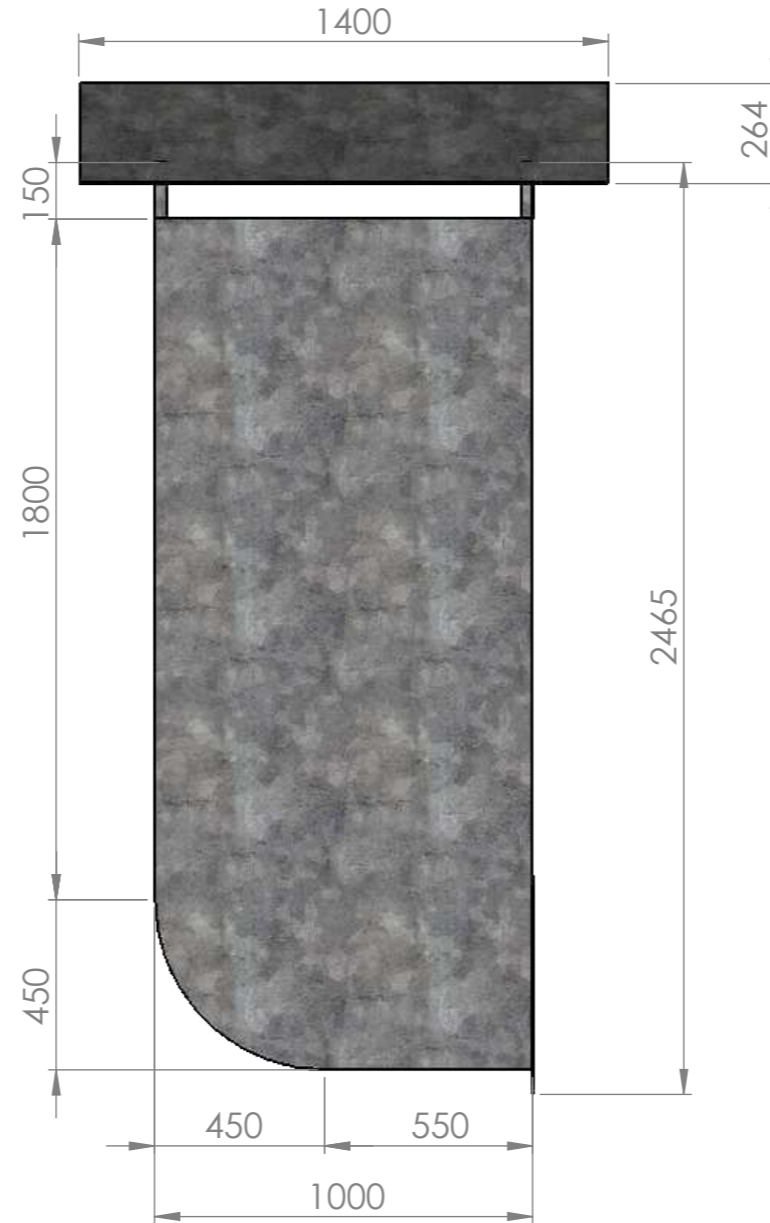
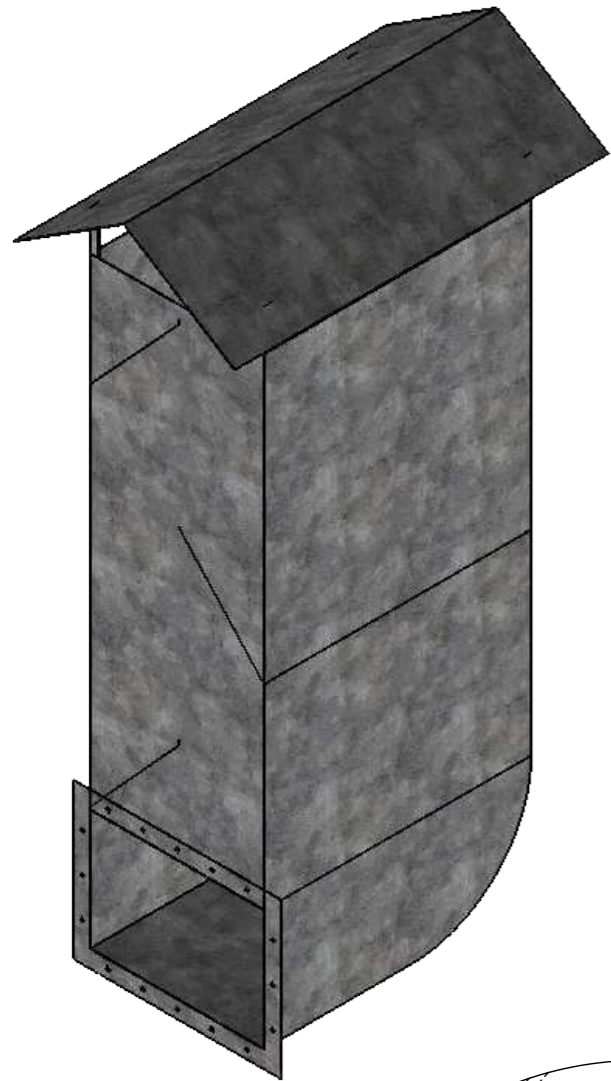
**ATENUADOR DE RUIDO - Anteparas Inclinadas - ENTRADA DE AR**  
**Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)**



**Flange de 65 mm de comprimento**  
**14 parafusos de 1/2" na vertical (espassados de 145 mm)**  
**10 parafusos de 1/2" na horizontal (espassados de 130 mm)**



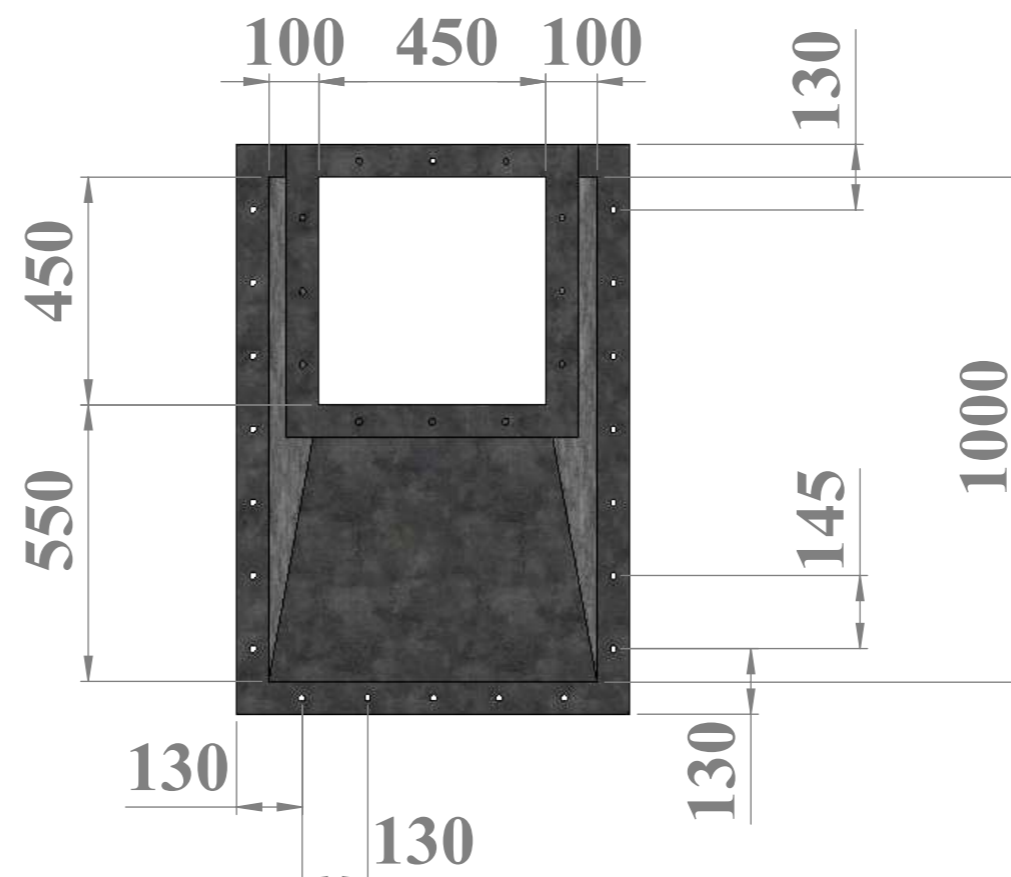
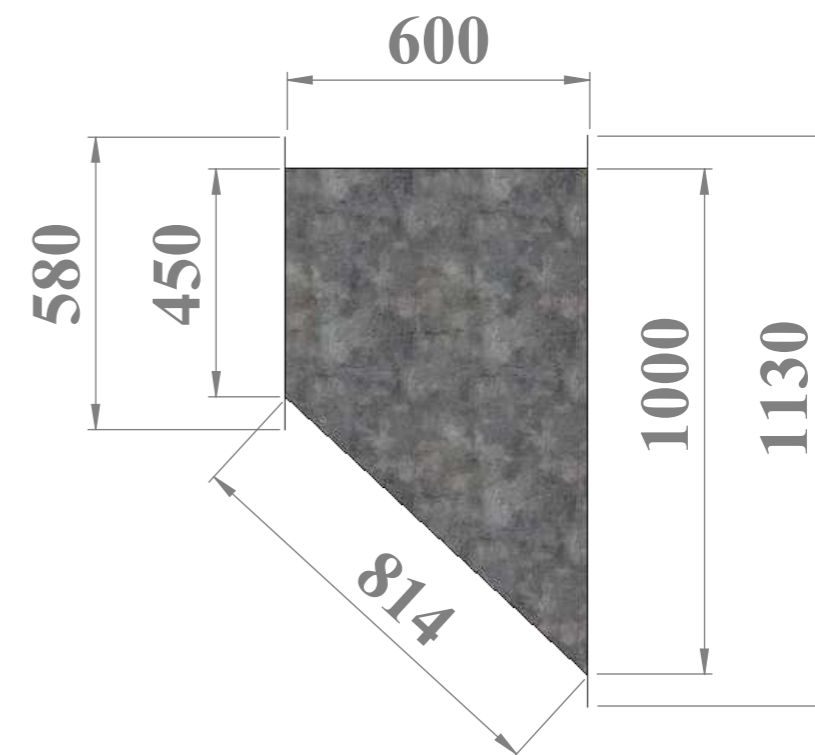
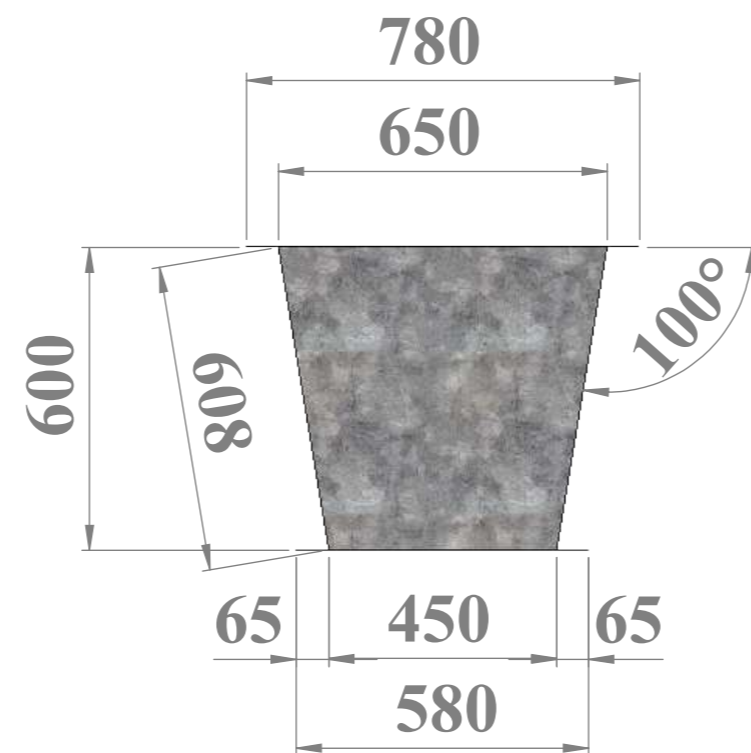
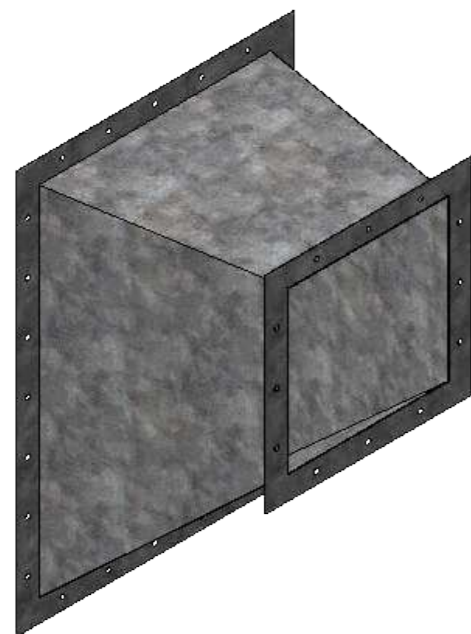
**ATENUADOR DE RUÍDO ANTEPARAS INCLINADAS- SAÍDA DE AR**  
**Material: Aço Galvanizado (chapas de 0.95 mm);**



**Flange de 65 mm de comprimento**  
**6 parafusos de 1/2" na vertical (espaçados de 145 mm)**  
**10 parafusos de 1/2" na horizontal (espaçados de 130 mm)**

## 2.4 - DIFUSOR DE RUÍDO DA ADMISSÃO

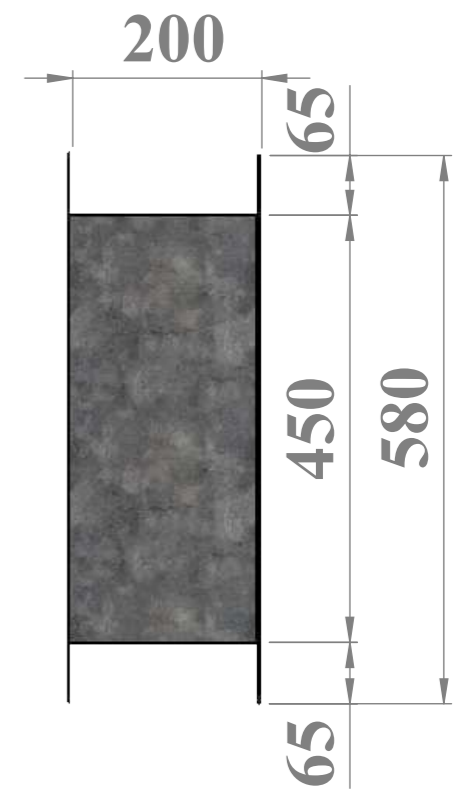
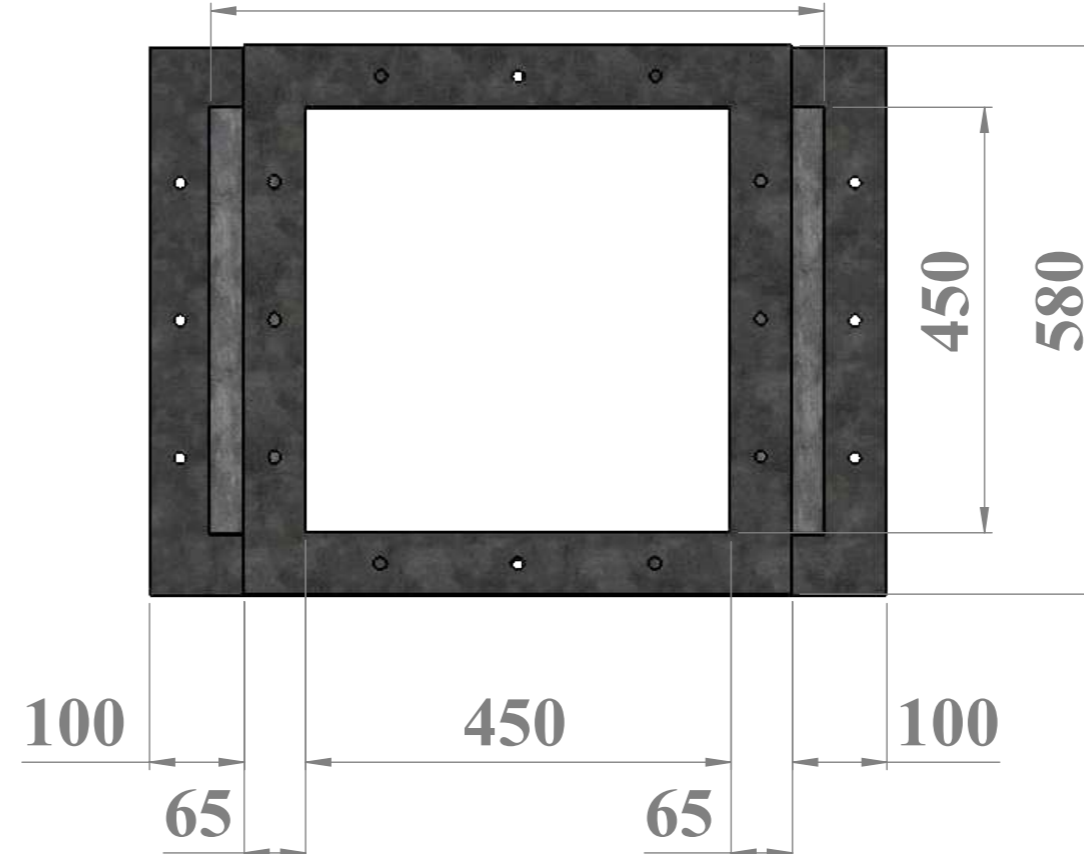
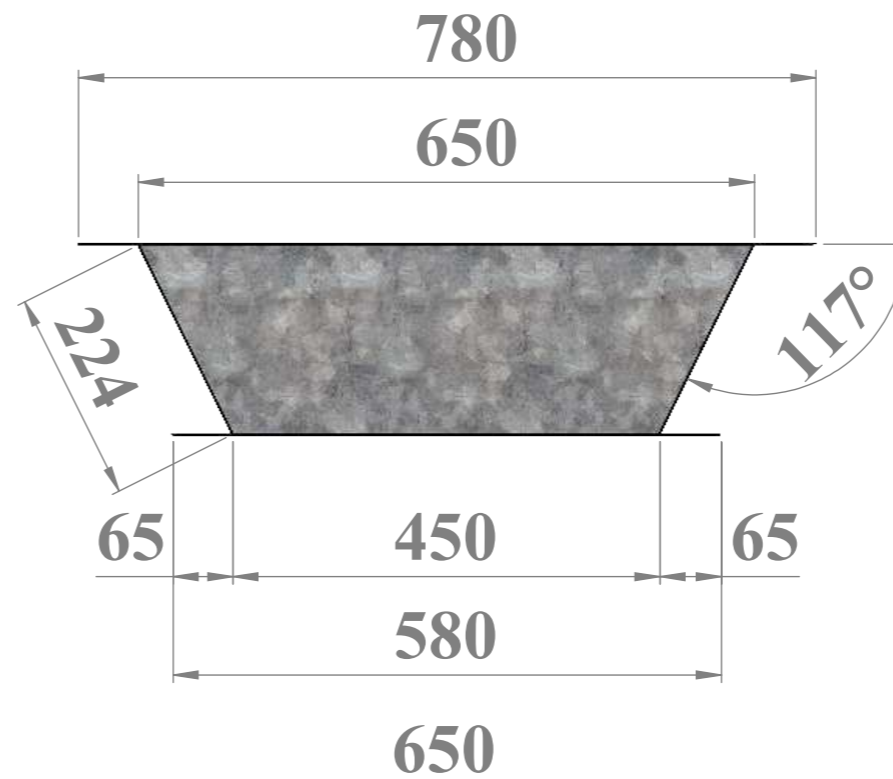
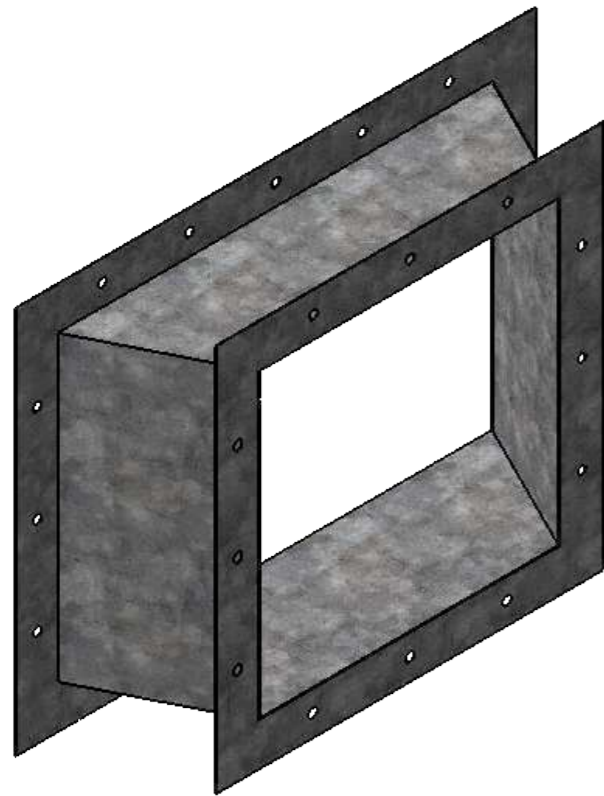
Material: Aço Galvanizado (chapas de 0.95 mm);



Flange de 65 mm de comprimento  
Tamanho 450 x 450  
6 parafusos de 1/2" na vertical  
(espassados de 145 mm)  
6 parafusos de 1/2" na horizontal  
(espassados de 145 mm)  
Tamanho 650 x 1000  
14 parafusos de 1/2" na vertical  
(espassados de 145 mm)  
10 parafusos de 1/2" na horizontal  
(espassados de 130 mm)

## 2.5 - DIFUSOR DE RUÍDO DA EXAUSTÃO

Material: Aço Galvanizado (chapas de 0.95 mm);



Flange de 65 mm de comprimento

Tamanho 450 x 450

6 parafusos de 1/2" na vertical

(espassados de 145 mm)

6 parafusos de 1/2" na horizontal

(espassados de 145 mm)

Tamanho 450 x 650

6 parafusos de 1/2" na vertical

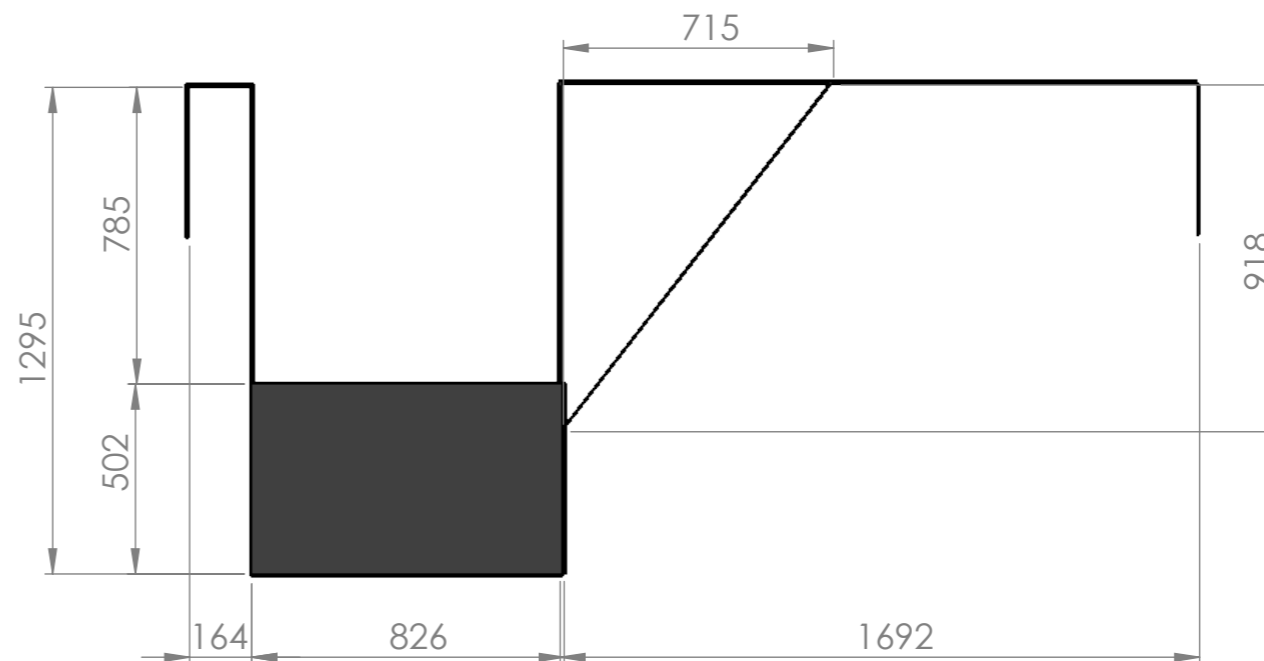
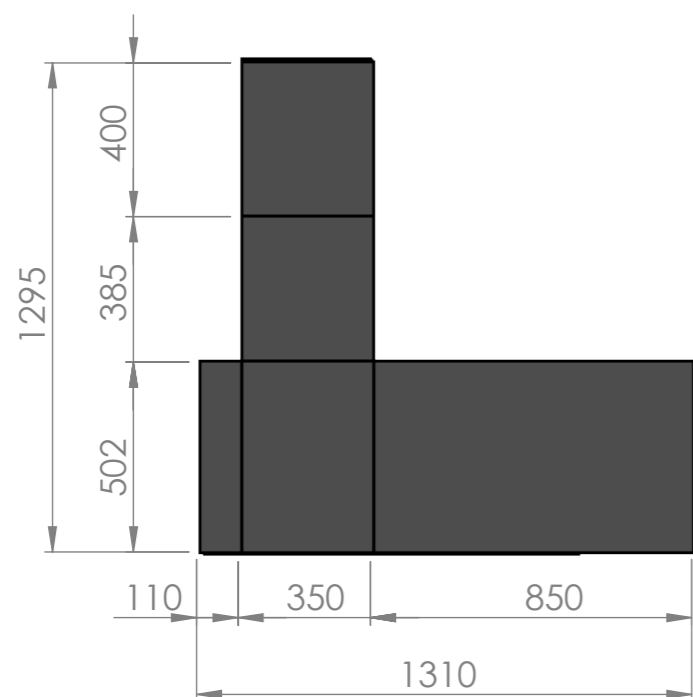
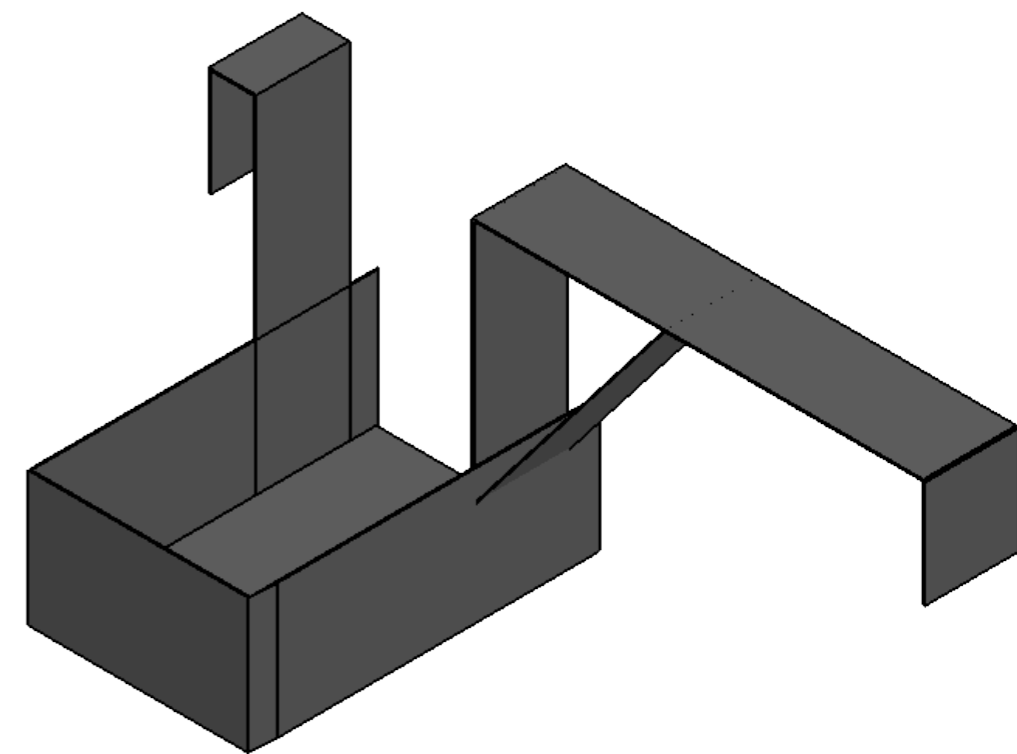
(espassados de 145 mm)

10 parafusos de 1/2" na horizontal

(espassados de 130 mm)

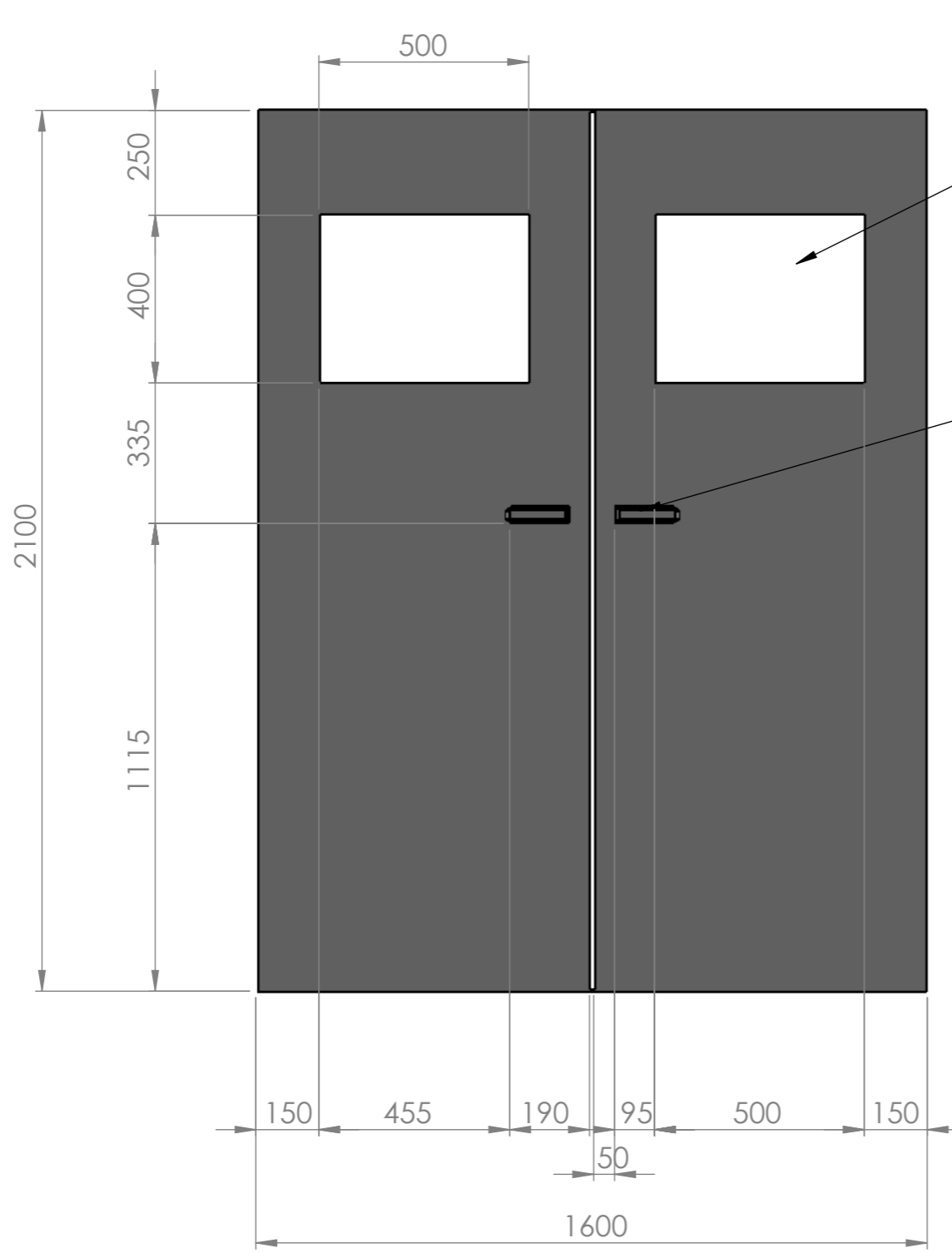


**SUPORE PARA ATENUADOR DE RUÍDO - SAÍDA DE AR**  
Material: Aço Galvanizado (chapas de 3/16")



### 3) PORTA DA SALA DE CONTROLE

Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 1.2 mm) e Material isolante acustico entre as chapas de aço



JANELAS EM DUPLA VITRAGEM COM AR ENTRE AS PLACAS DE VIDRO

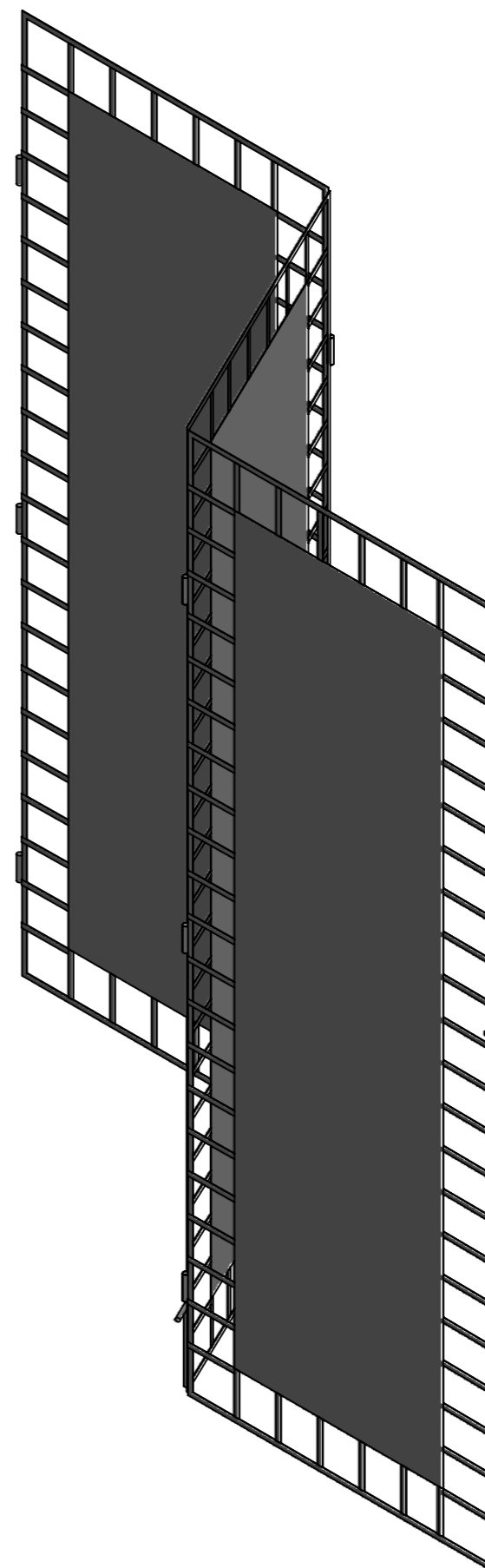
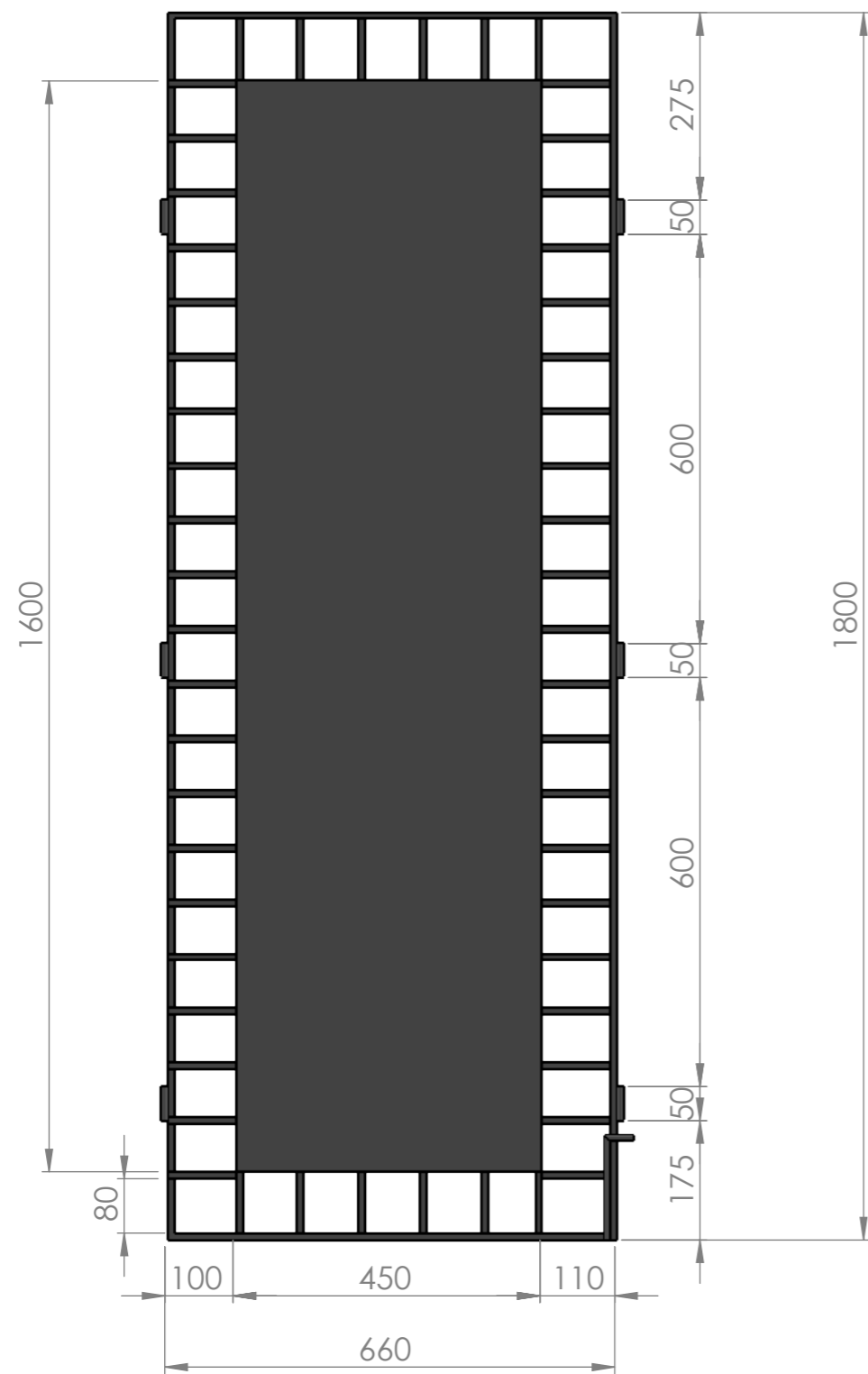
FECHADURA USADA EM CÂMARAS FRIGORIFICAS

### 3.2 - PORTA ACÚSTICA (SALA DO GERADOR)

Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 1.2 mm) e Material isolante acustico no interior



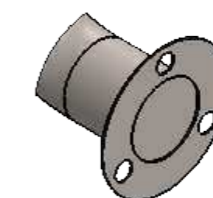
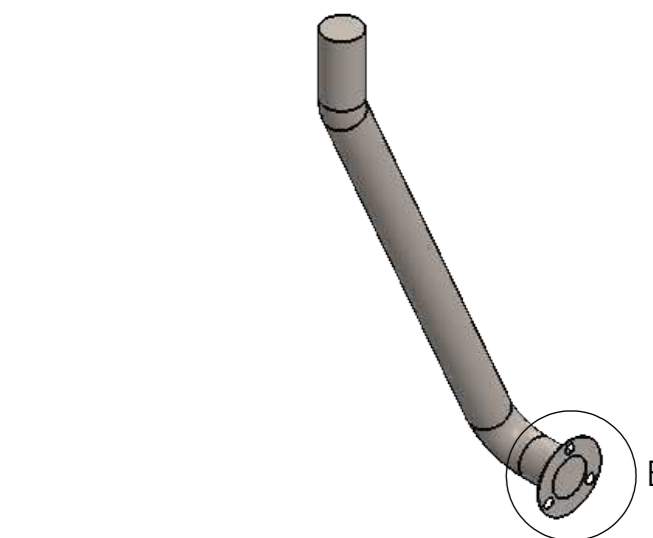
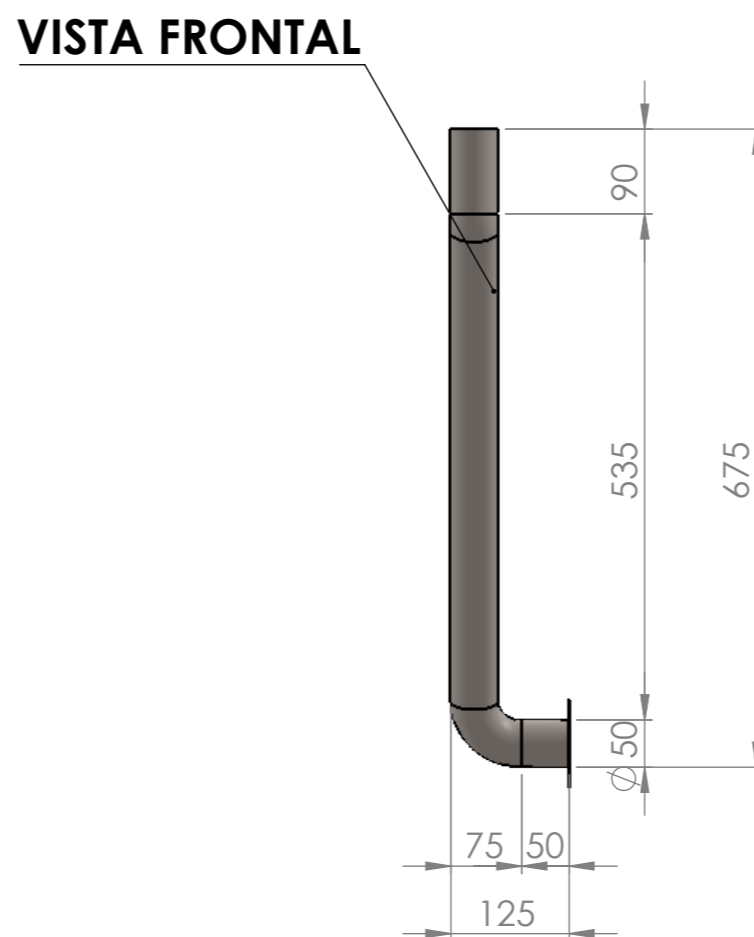
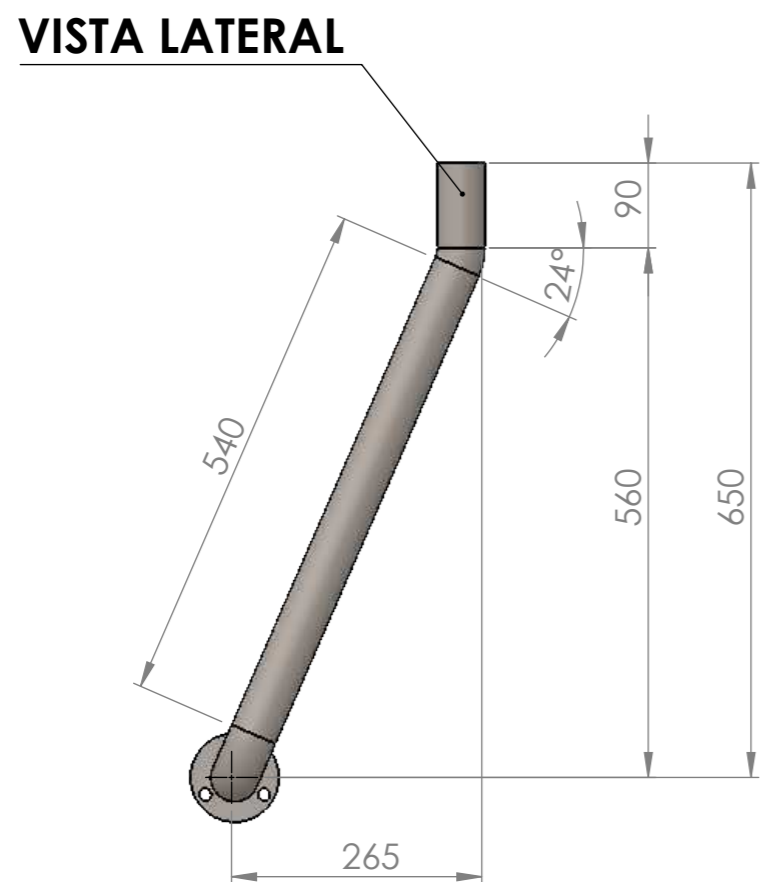
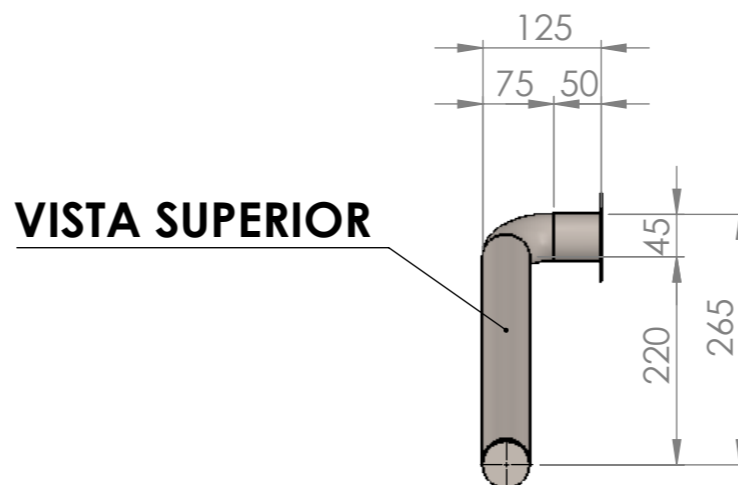
**4) PORTA DA CASA DE COMBUSTÍVEIS - TIPO CAMARÃO COM 3 ABERTURAS LIGADAS**  
Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95mm)



# 5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES

## 5.1) PRIMEIRA PARTE

Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)



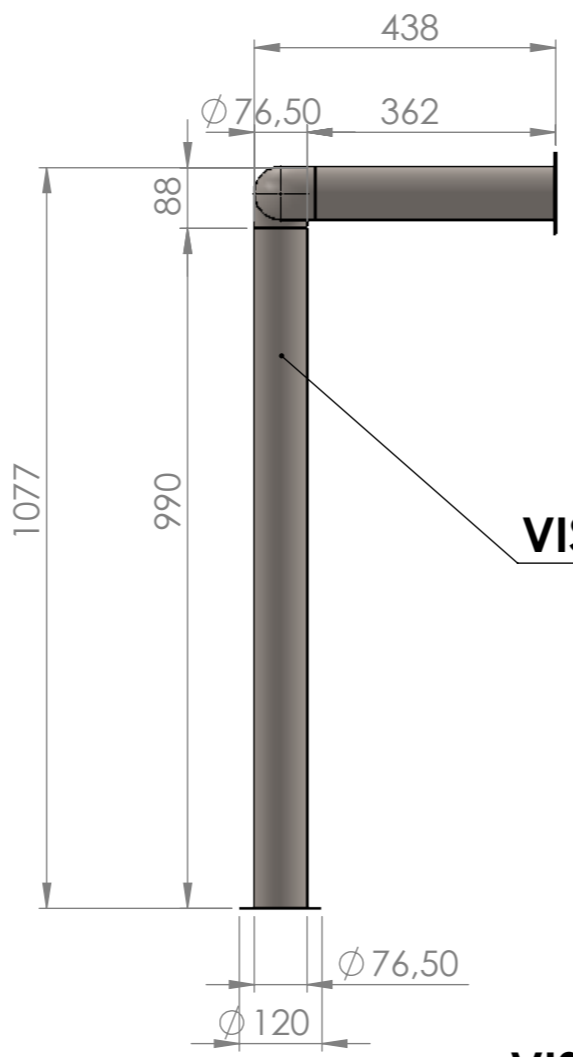
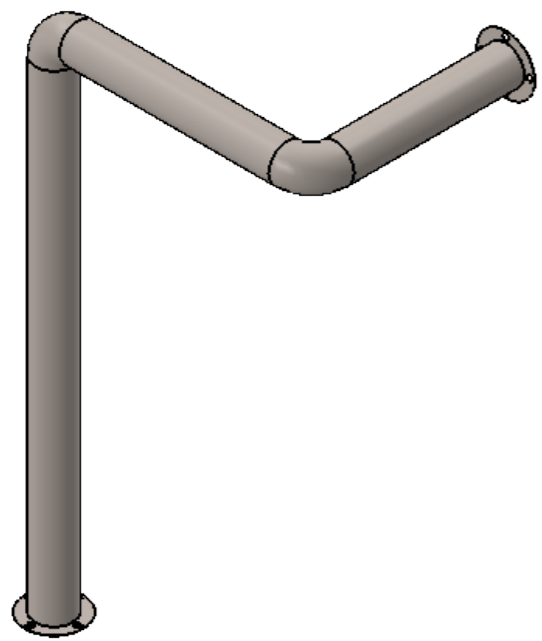
DETALHE B  
ESCALA 1 : 4

**Flange de 22 mm  
3 parafusos 1/2"**

5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES

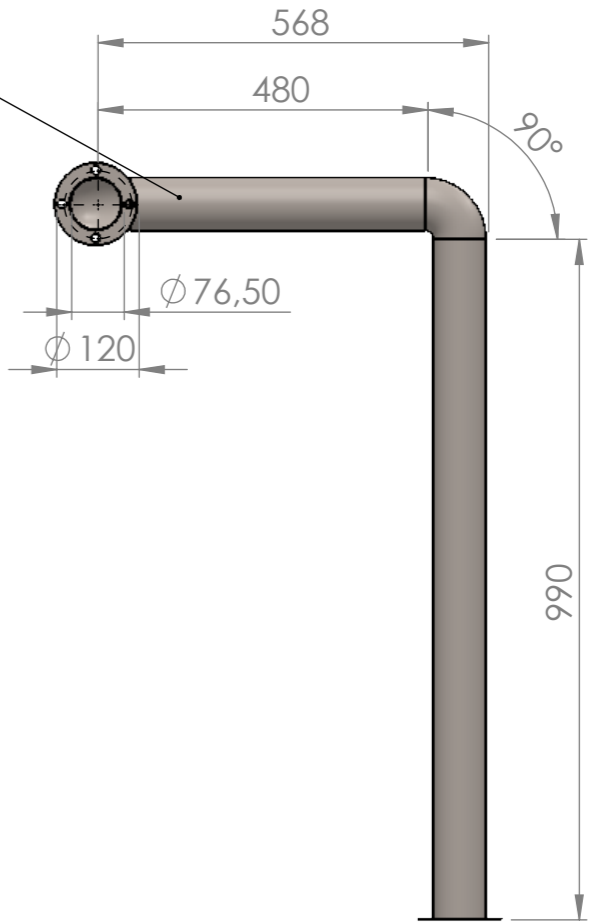
5.2) SEGUNDA PARTE

Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)

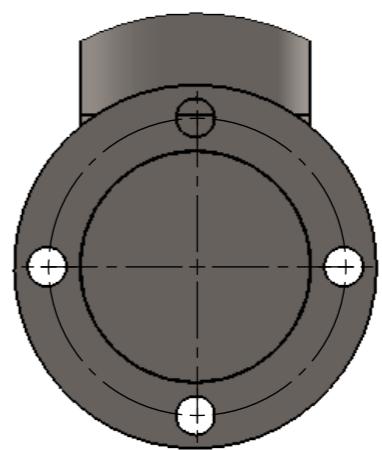
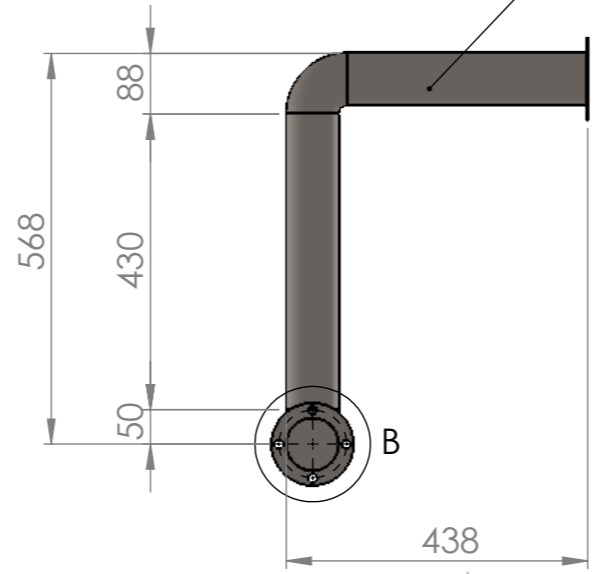


VISTA FRONTAL

VISTA LATERAL



VISTA INFERIOR



Flange de 22 mm  
4 parafusos 1/2"

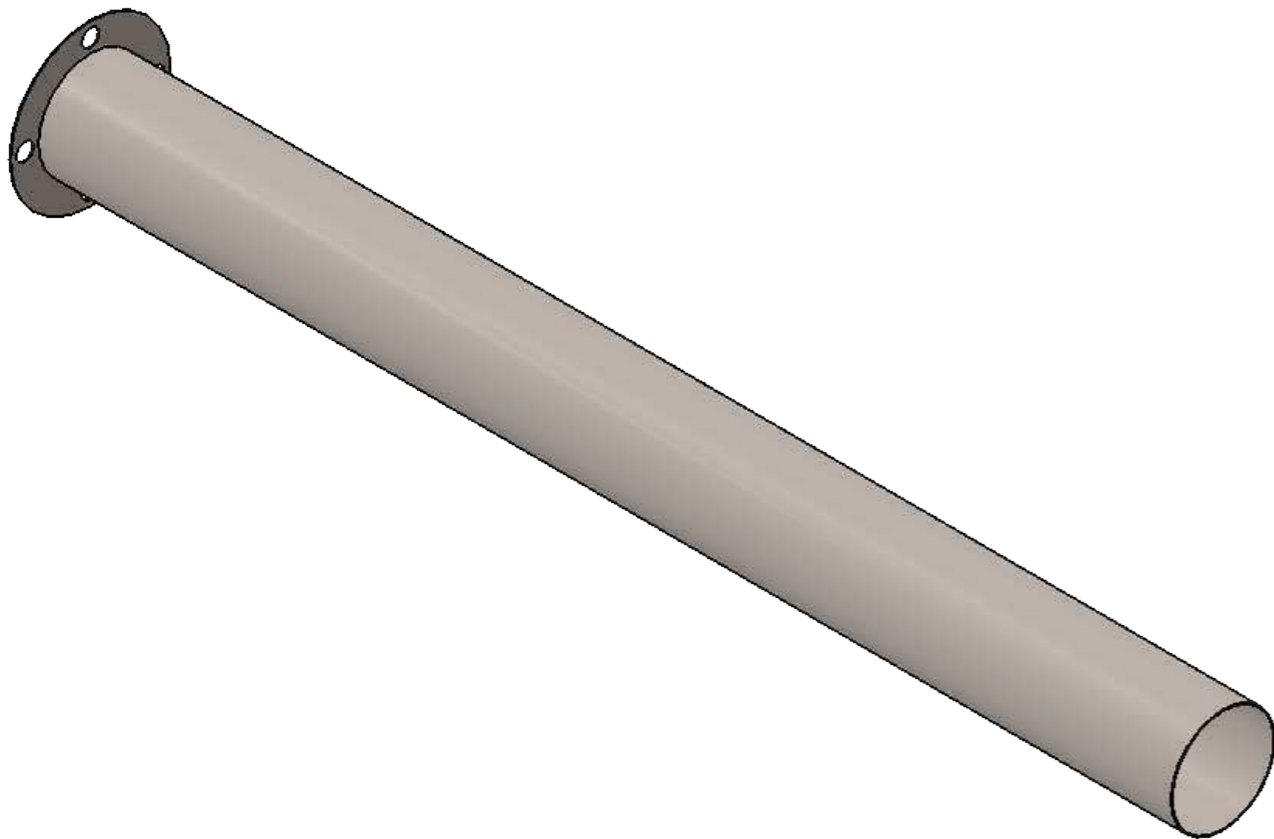
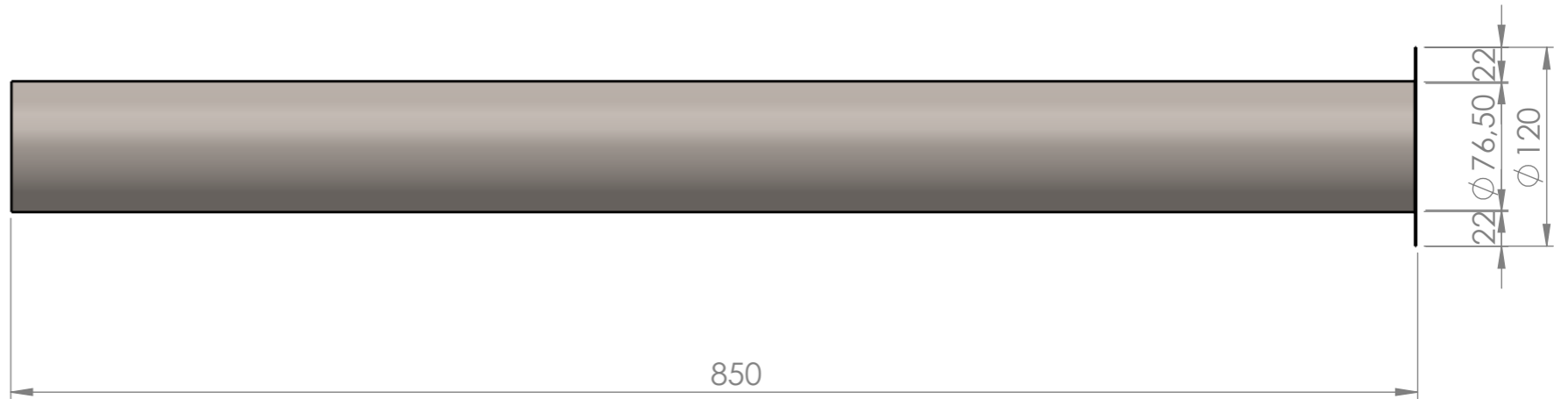
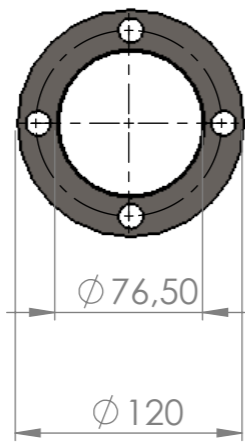
DETALHE B  
ESCALA 2 : 5

**5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES**

**5.3) TERCEIRA PARTE**

**Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)**

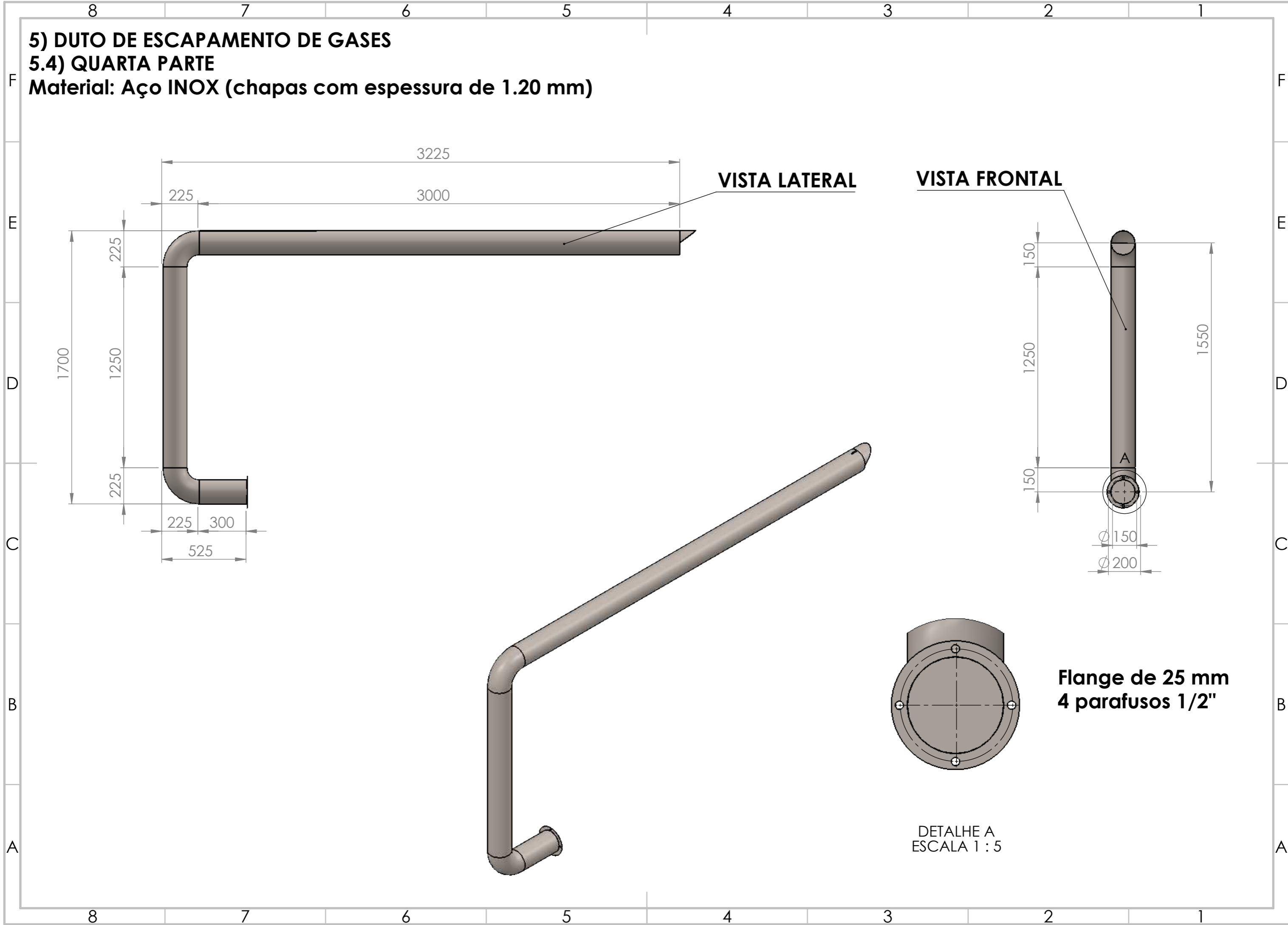
**Flange de 22 mm  
4 parafusos 1/2"**



**5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES**

**5.4) QUARTA PARTE**

**Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)**



**VISTA LATERAL**

**VISTA FRONTAL**

**Flange de 25 mm  
4 parafusos 1/2"**

DETALHE A  
ESCALA 1 : 5

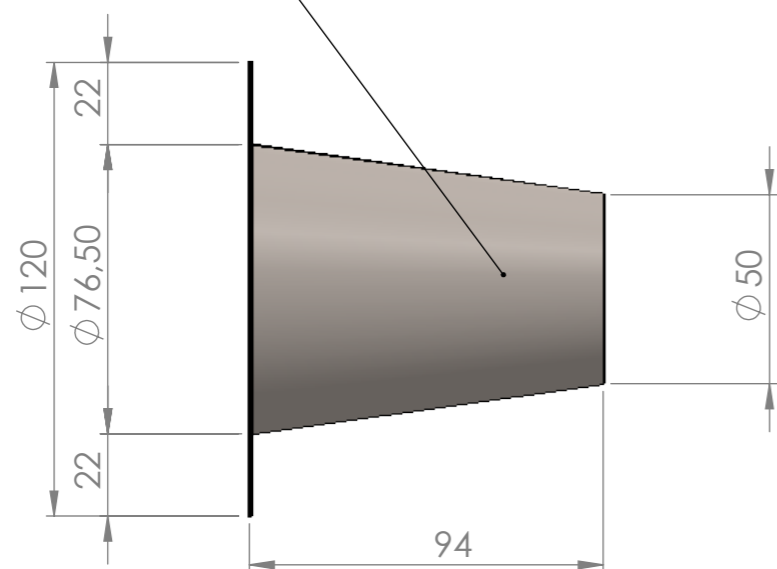


5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES

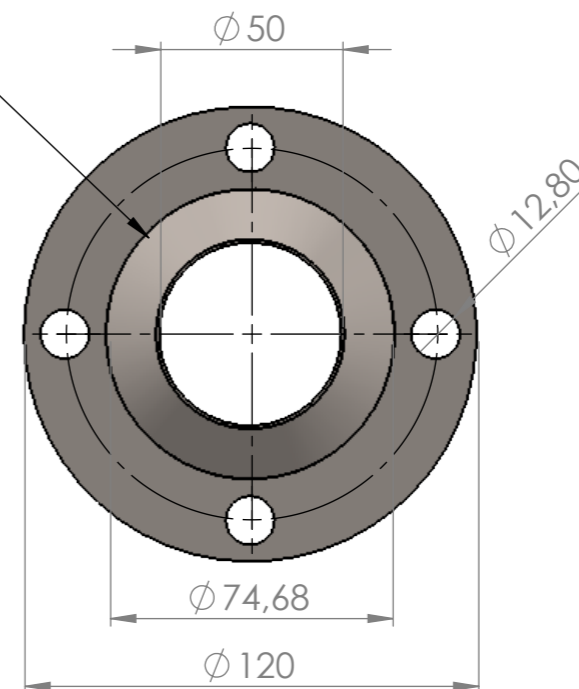
5.5) PRIMEIRO DIFUSOR - Expansão de 50 mm para 76,5 mm

Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)

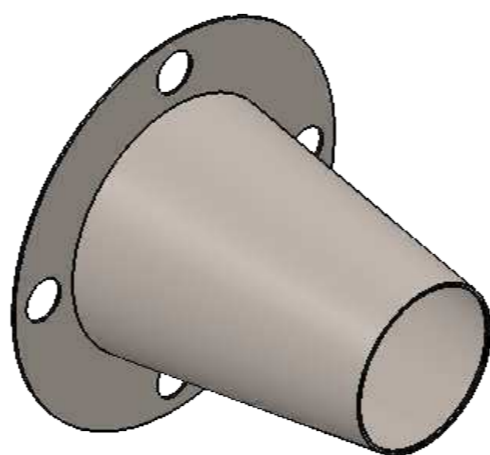
VISTA LATERAL



VISTA FRONTAL



Flange de 22 mm  
4 parafusos 1/2''

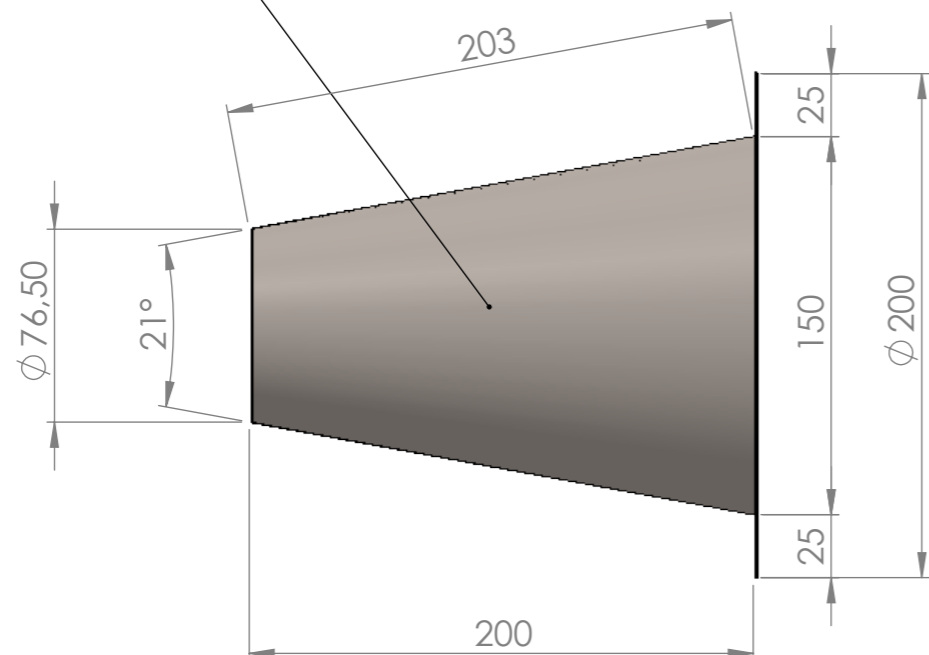


**5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES**

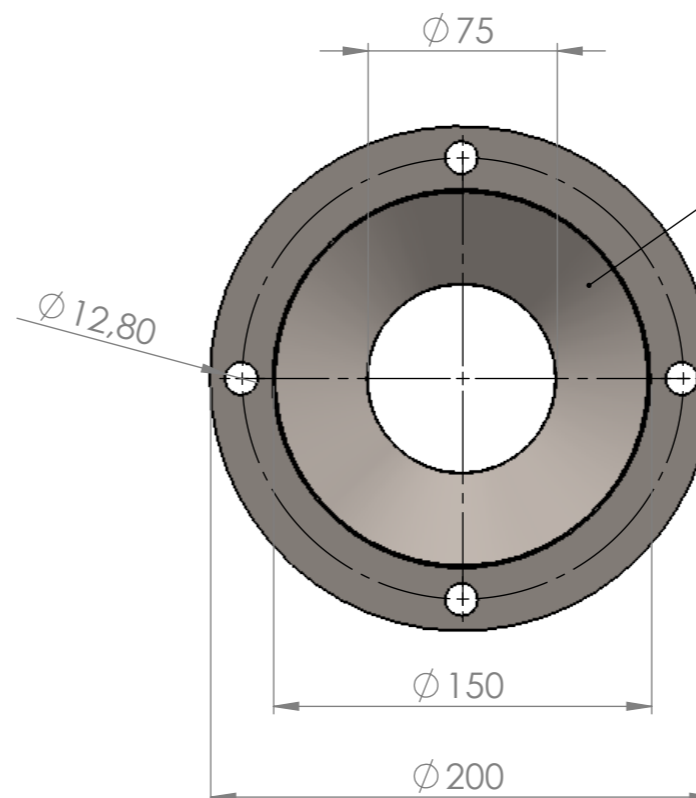
**5.6) SEGUNDO DIFUSOR - Expansão de 76,5 mm para 150 mm**

**Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)**

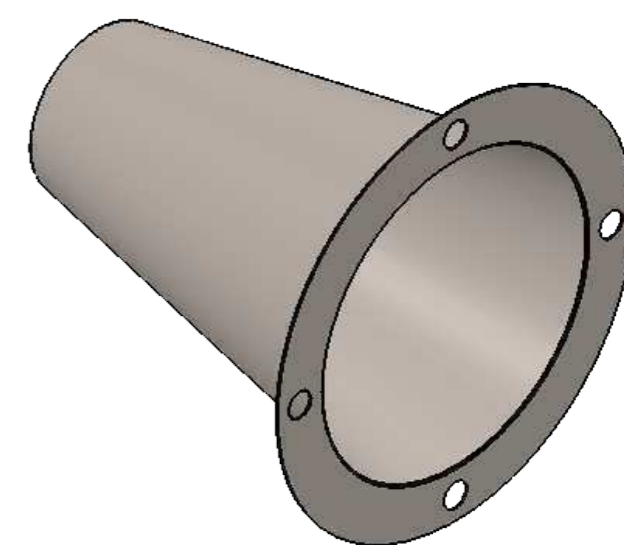
**VISTA LATERAL**



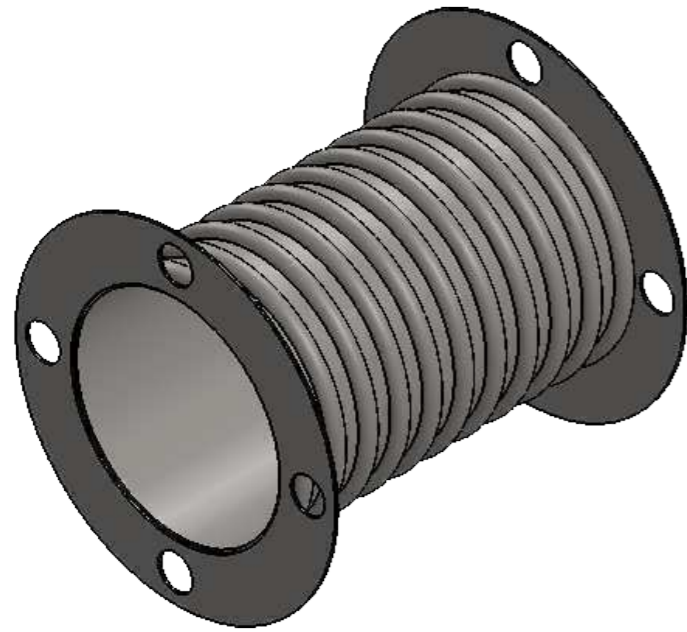
**VISTA FRONTAL**



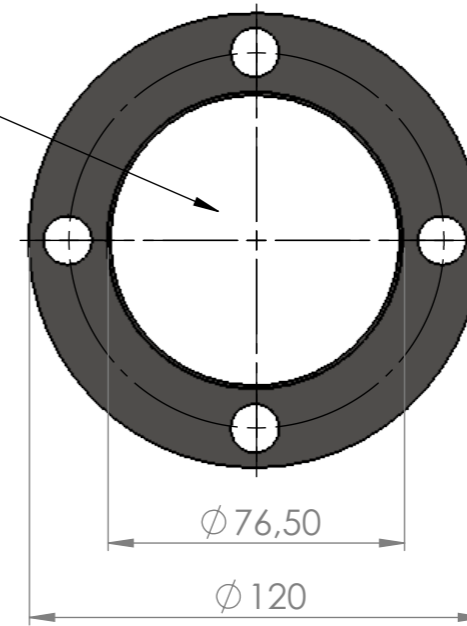
**Flange de 25 mm  
4 parafusos 1/2"**



**5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES**  
**5.7) JUNTA DE EXPANSÃO**  
**Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)**

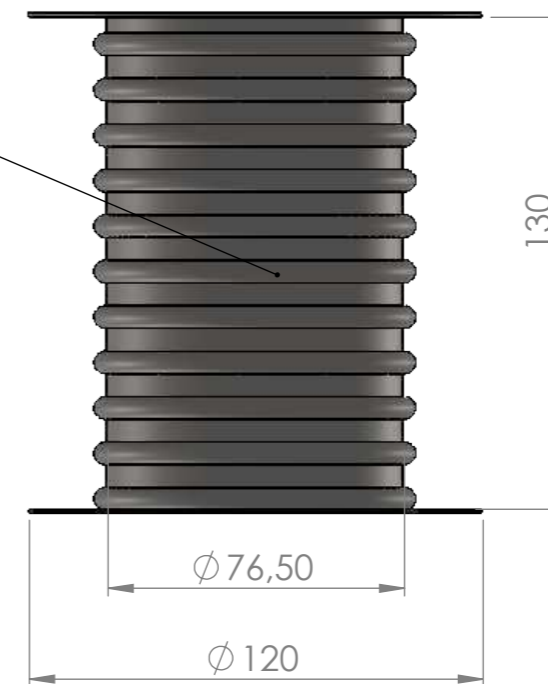


**VISTA FRONTAL**



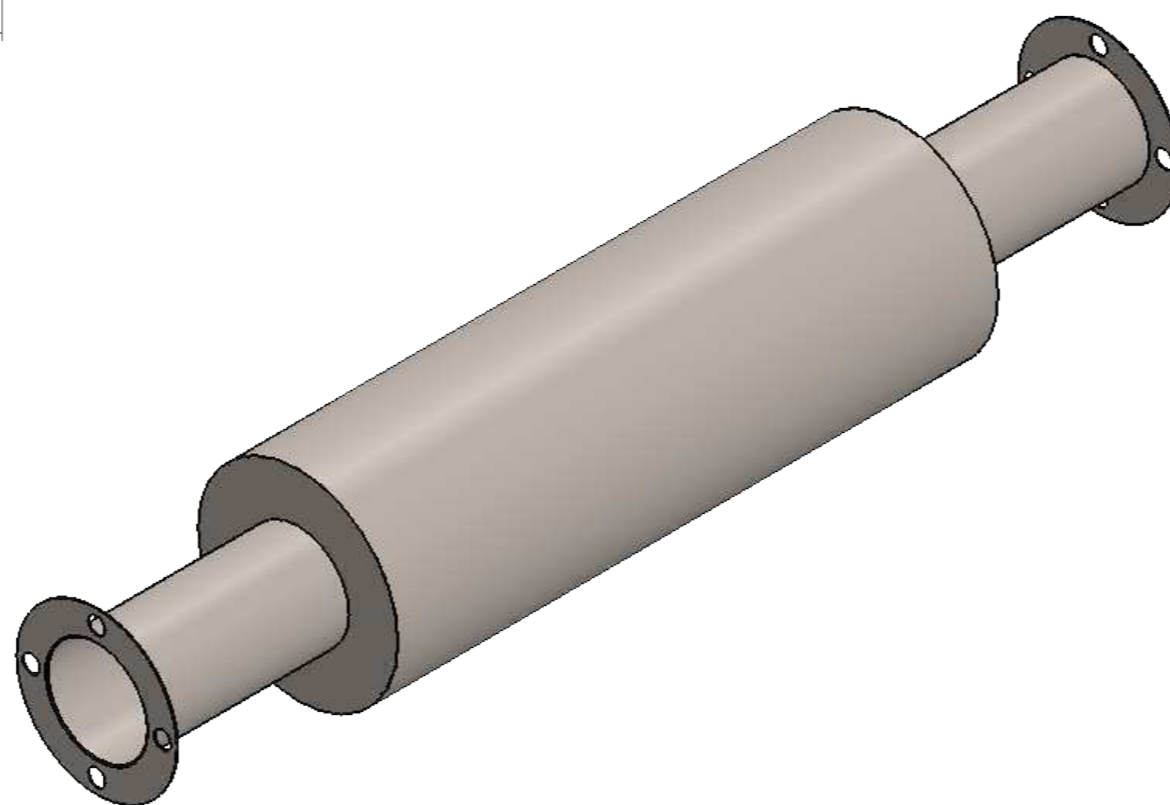
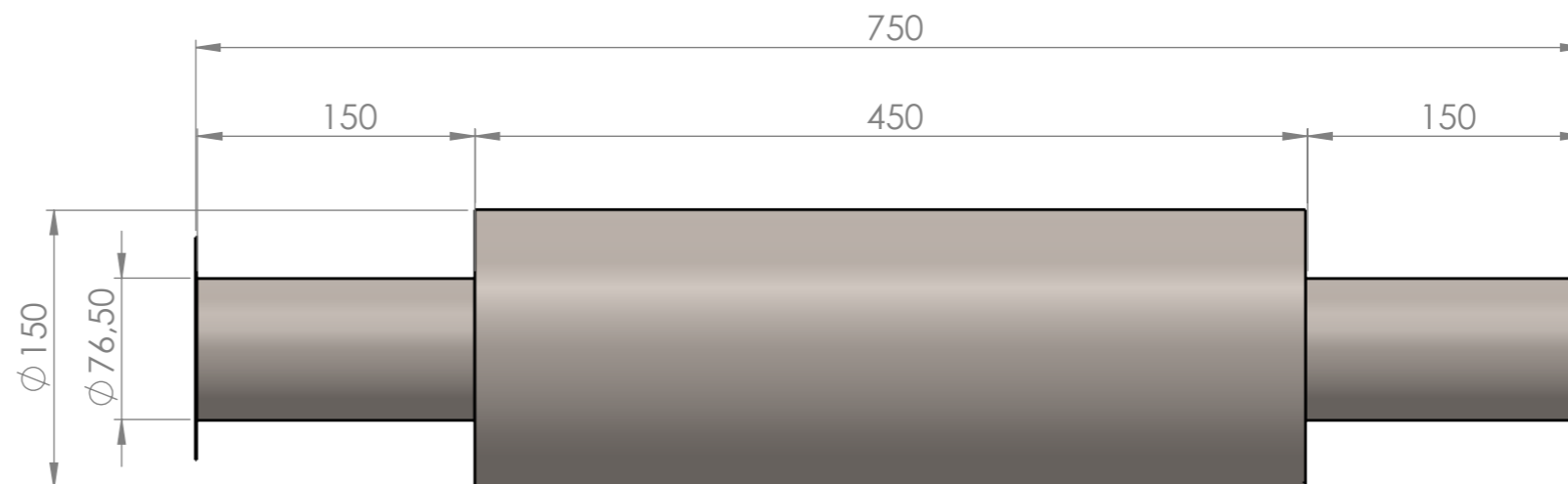
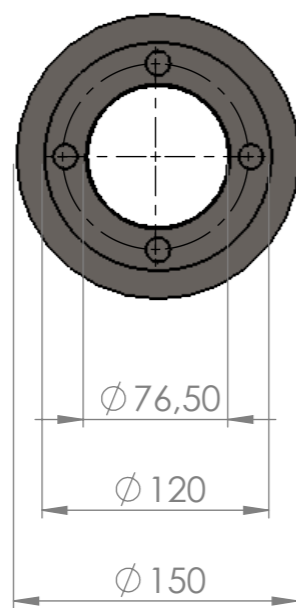
**Flange de 22 mm**  
**4 parafusos 1/2"**

**VISTA LATERAL**

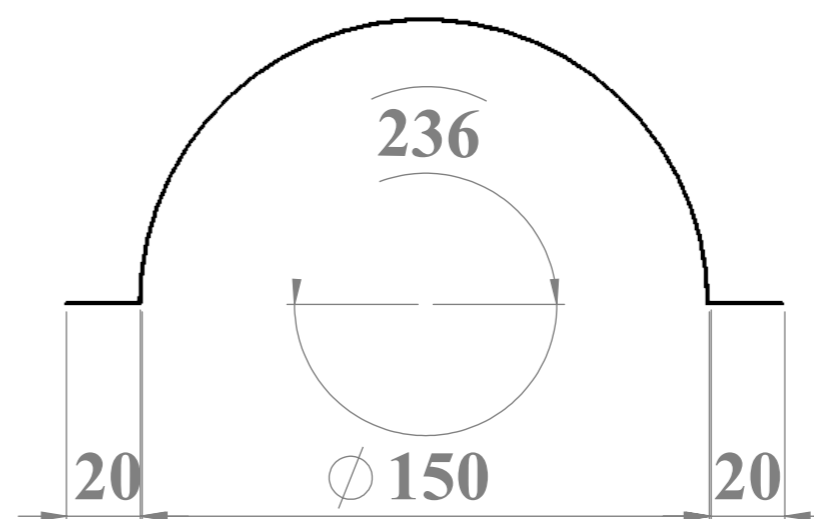
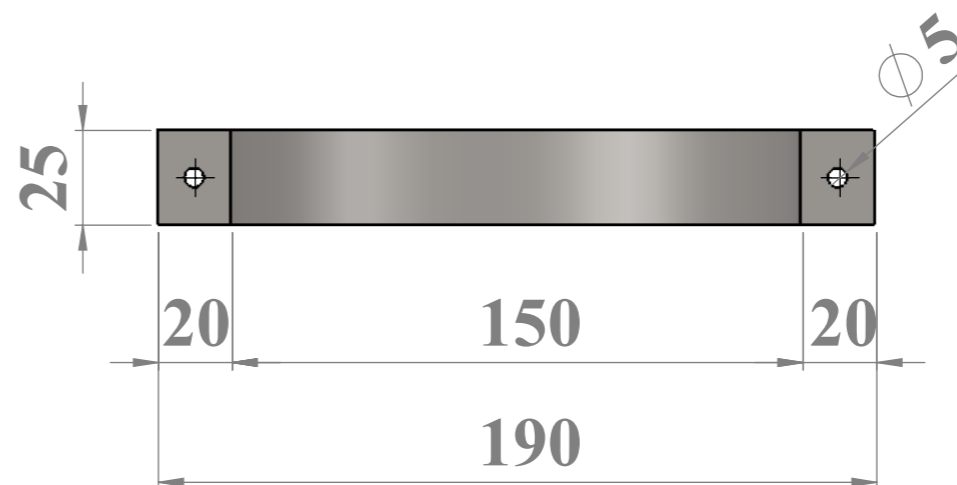
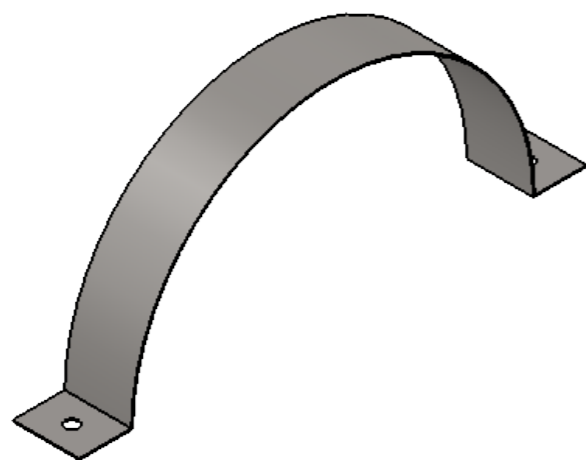


**5) DUTO DE ESCAPAMENTO DE GASES**  
**5.8) ABAFADORES (SILENCIOSO) DE RUÍDO**  
**Material: Aço INOX (chapas com espessura de 1.20 mm)**

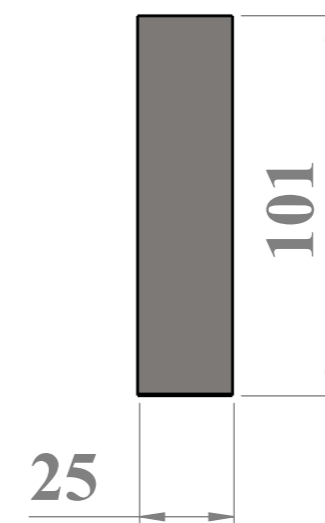
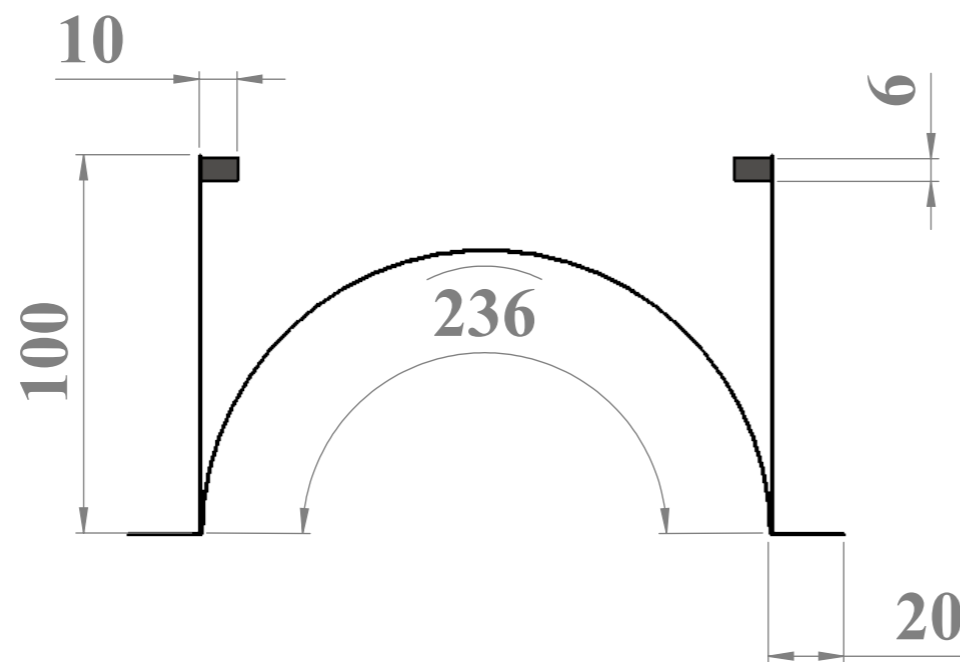
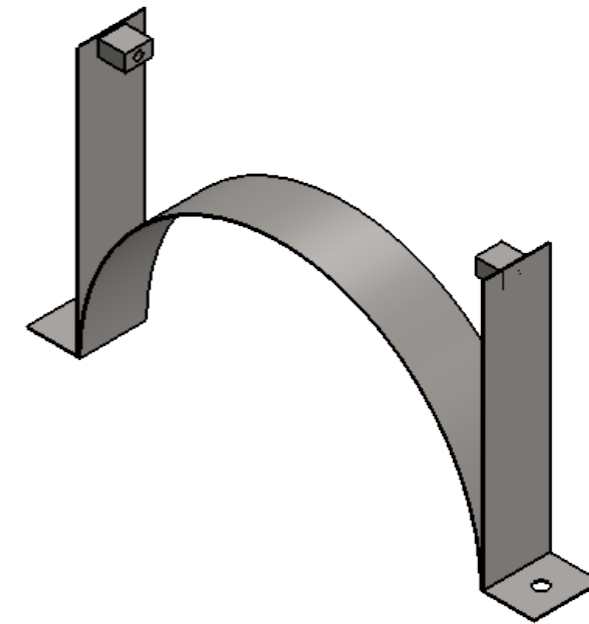
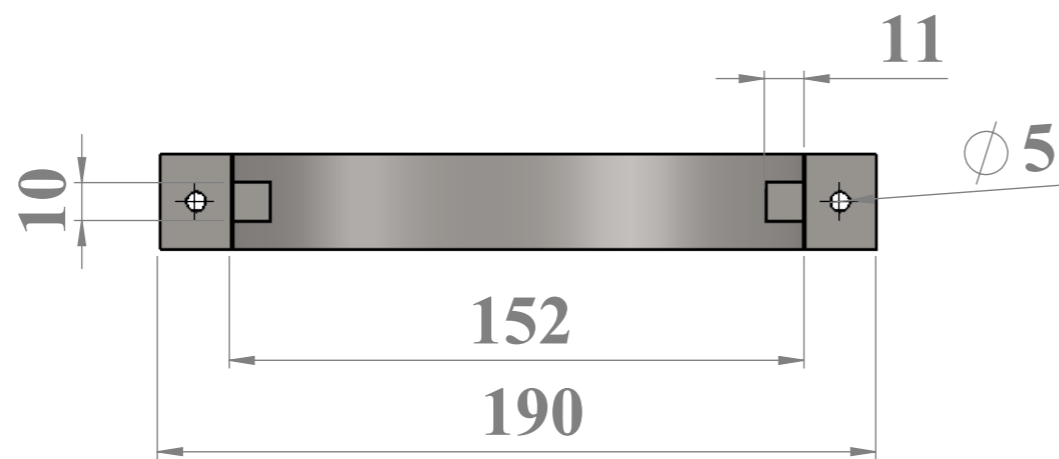
**Flange de 22 mm**  
**4 parafusos 1/2"**



6) SUPORTE DE FIXAÇÃO PARA O DUTO DE ESCAPAMENTO  
6.1) MANCAL SUPERIOR  
Material: Aço Galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)



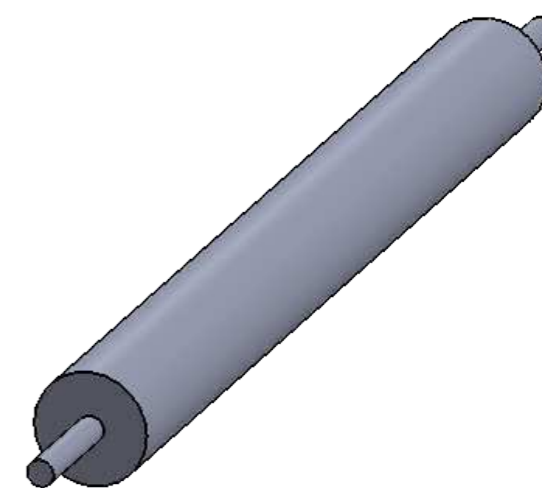
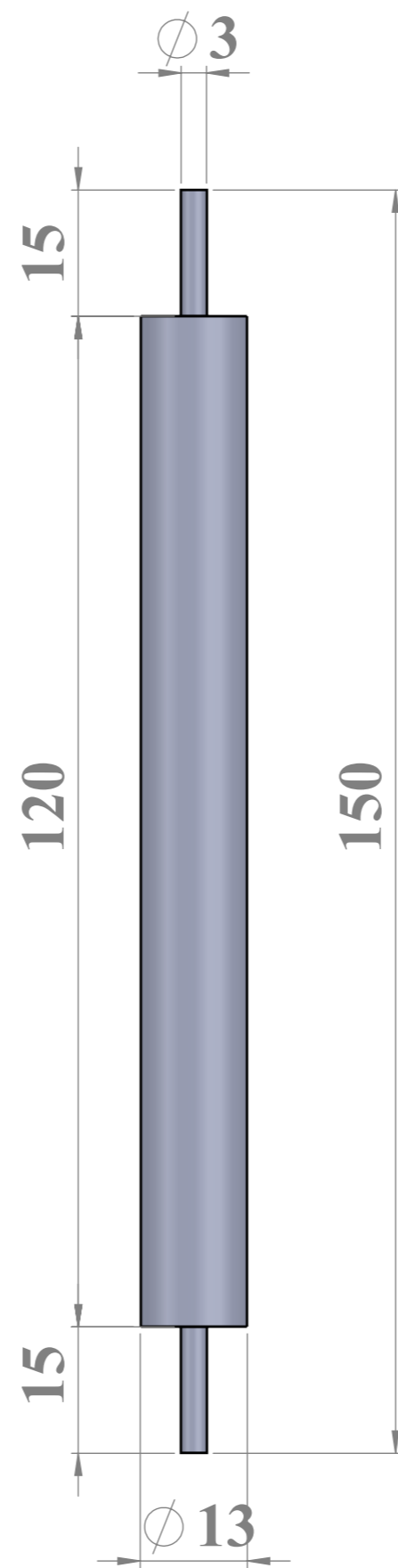
6) SUPORTE DE FIXAÇÃO PARA O DUTO DE ESCAPAMENTO  
6.2) MANCAL INFERIOR  
Material: Aço Galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)



**6) SUPORTE DE FIXAÇÃO PARA O DUTO DE ESCAPAMENTO**

**6.3) ROLETE**

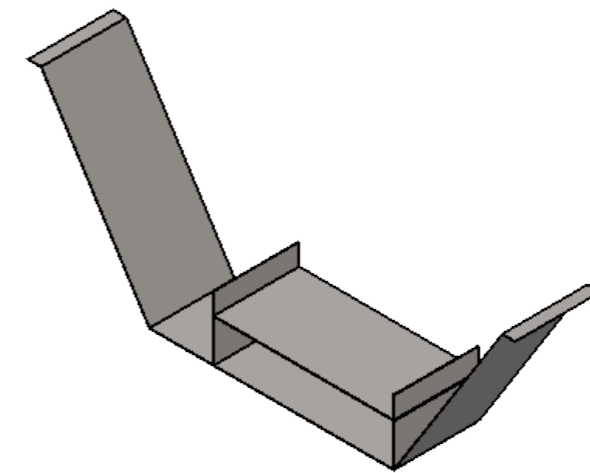
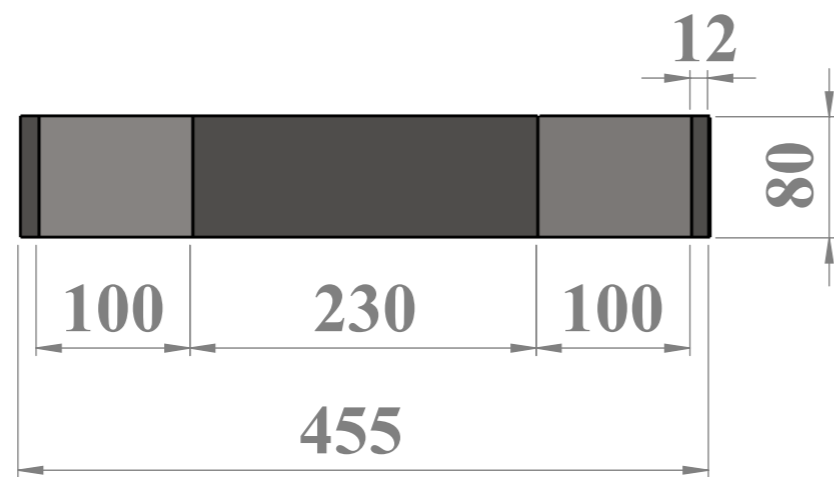
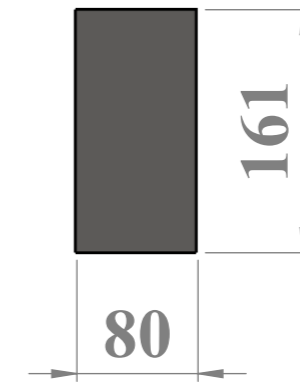
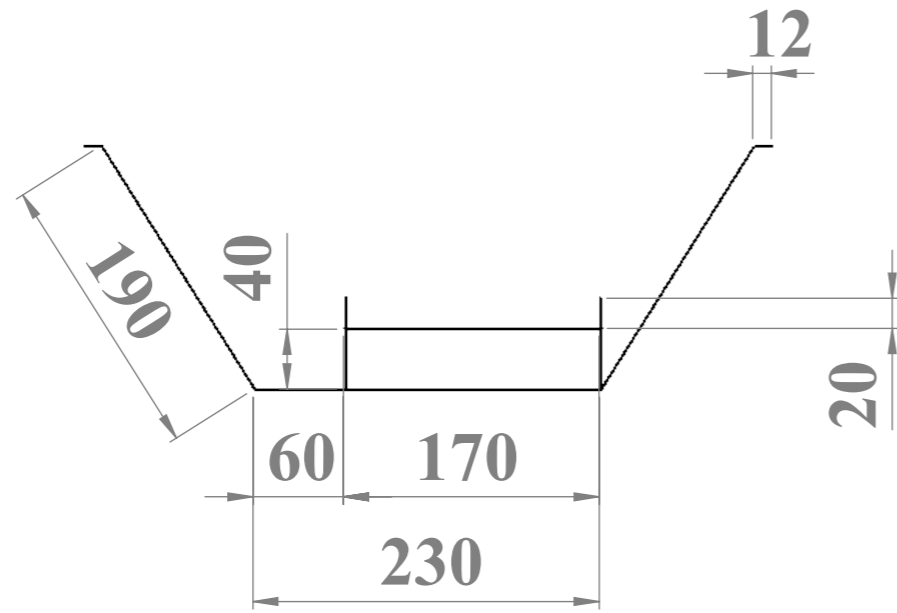
**Material: Aço Galvanizado (Tarugo de 1/2")**



6) SUPORTE DE FIXAÇÃO PARA O DUTO DE ESCAPAMENTO

6.4) BASE DO SUPORTE DE FIXAÇÃO

Material: Aço Galvanizado (chapas com espessura de 0.95 mm)





**7.1) CALHA PARA DUTOS DE COMBUSTÍVEIS**  
**Material: Aço galvanizado (chapas com espessura de 0.95mm)**

