

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Adaptação de um Turbo-Compressor Automotivo Para Uso Como
Micro-Turbina a Gás: Projeto Estrutural Preliminar

Daniel Stevanato Pavon

11/10 13/12/2005
Dimitris C. Zachariadis

São Paulo
2005

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Adaptação de um Turbo-Compressor Automotivo Para Uso Como
Micro-Turbina a Gás: Projeto Estrutural Preliminar**

**Trabalho de Formatura Apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
Obtenção do Título de Graduação em Engenharia**

Daniel Stevanato Pavon

Orientador: Demetrio C. Zachariadis

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica**

**São Paulo
2005**

Aos meus pais
Rafael Luis e Maria Salete,
ao meu irmão
Fernando
e à minha namorada
Luciana

Abstract

The objective of this project is to accomplish a preliminary structural analysis of an assembly composed by a combustion chamber, which burns propane and feeds a turbo system originating from an automotive kit, and a metallic frame that supports the chamber and its adjacent parts, using Finite Elements Methods.

The studies started with an analytic modeling of the system using as reference the consecrated authors' studies. Then, the links, the boundary conditions in the combustion chamber and the input data were determined. After that, the study of the elements that would be used in the simulation has begun, as well as the identification and evaluation of the loads and tension generators - as temperature gradients, inner pressures and dead loads.

Agradecimentos

Agradeço aos professores Demetrio Zachariadis e Guenther Krieger por terem orientado e incentivado a realização deste trabalho, bem como aos companheiros deste projeto – mestrando, colegas de iniciação científica e colaboradores – que tanto contribuíram para aumentar o nível das informações aqui contidas.

Um agradecimento especial à minha família e à minha namorada, que durante todos os anos de estudo sempre me incentivaram e me deram suporte para vencer as maiores dificuldades e nunca me deixaram desanimar. As conquistas não teriam o mesmo significado se eu não pudesse dividi-las com eles.

Resumo

Este trabalho tem como objetivo realizar uma análise estrutural preliminar do conjunto formado por uma câmara de combustão, que queima propano e alimenta uma micro-turbina proveniente de um *kit* automotivo, e a estrutura metálica que suporta a câmara e seus componentes, usando métodos de elementos finitos.

Os estudos começaram com uma modelagem analítica do sistema tendo como base os estudos de autores consagrados. A seguir, foram determinados os vínculos, as condições de contorno na câmara de combustão e os dados de entrada do projeto. Então, partiu-se para o estudo dos elementos que foram utilizados na simulação, bem como para a identificação e estimativa dos carregamentos e causadores de tensão – como gradientes de temperatura, pressões internas e peso próprio da estrutura.

SUMÁRIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1.	Introdução.....	1
2.	Turbinas a Gás e Câmara de Combustão	2
3.	Revisão da Literatura	10
3.1	Análise Qualitativa – Formulações Analíticas	10
3.1.1	Peso Próprio	10
3.1.2	Pressões Internas	11
3.1.3	Tensões Térmicas	16
3.2)	Distribuição de Temperaturas	21
3.2.1	Radiação Interna.....	24
3.2.1.1	Radiação Não-Luminosa	25
3.2.1.2	Radiação Luminosa	27
3.2.2	Radiação Externa.....	28
3.2.3	Convecção Interna.....	29
3.2.4	Convecção Externa.....	30
3.2.5	Condução no Liner	30
3.2.6	Temperaturas de Equilíbrio do Liner	31
3.3)	Teoria dos Elementos Finitos.....	32
4.	Dados para o Projeto	36
5.	Cálculos Teóricos	37
5.1)	Peso Próprio	37
5.2)	Pressões Internas	37
5.3)	Tensões Térmicas	38
6.	Estudo da Malha de Elementos	40
6.1)	Primeiras Considerações	40
6.2)	Malhas Iniciais	40
7.	Resultados das Simulações e Comentários	44
7.1)	Simulação do Peso Próprio.....	44
7.2)	Simulação da Pressão Interna.....	46
8.	Conclusões	50
9.	Comentários Finais.....	52
10.	Lista de Referências	53
11.	Bibliografia Recomendada	54

ANEXOS

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Cálculo das Temperaturas de Equilíbrio do <i>Liner</i>	31
---	----

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo Brayton de uma Turbina a Gás.....	3
Figura 2 – Esquema Simplificado de uma Micro-Turbina a Gás.....	4
Figura 3 – Evolução das Câmaras de Combustão	5
Figura 4 – Ilustração da Câmara de Combustão Proposta para a Micro-Turbina	5
Figura 5 – Esquema da Micro-Turbina	6
Figura 6 – Dimensões Principais da Câmara de Combustão.....	7
Figura 7 – Conjunto Formado pela Estrutura e a Câmara de Combustão	8
Figura 8 – Dimensões Principais da Estrutura	9
Figura 9 – Tensões de Membrana Resultantes no Plano da Casca	11
Figura 10 – Elemento de casca de uma casca axissimétrica sujeita à pressão interna uniforme P	13
Figura 11 – Tensões em <i>Shells</i> Cilíndricos sob Pressão Interna P	15
Figura 12 – Tensões Térmicas em Chapa Retangular.....	17
Figura 13 – Cilindro Longo de Seção Circular	18
Figura 14 – Troca de Calor pelo <i>Liner</i>	23
Figura 15 – Gráfico da Relação Ar/Combustível para o Propano.....	26
Figura 16 – Seqüência de Ações na Análise de Elementos Finitos.....	35
Figura 17 – Malha de Elementos Finitos.....	41
Figura 18 – Malha Refinada de Elementos Finitos	42
Figura 19 – Elementos Finitos do Conjunto Câmara/Estrutura/Turbina.....	43
Figura 20 – Tensões Referentes ao Peso Próprio	44
Figura 21 – Tensões Referentes ao Peso Próprio	45
Figura 22 – Deslocamentos Referentes ao Peso Próprio.....	46
Figura 23 – Tensões Referentes à Pressão Relativa Interna.....	47
Figura 24 – Tensões Referentes à Pressão Relativa Interna.....	48
Figura 25 – Tensão Máxima Referente à Pressão Relativa Interna	48
Figura 26 – Deslocamento Máximo Devido à Pressão Relativa Interna.....	49



1. Introdução

O desenvolvimento de pequenos sistemas de geração de energia elétrica tem sido bastante discutido nos últimos anos. Trata-se do conceito de geração distribuída (GD) que nada mais é do que gerar a energia perto do próprio local onde ela será consumida. No sistema de geração distribuída, as perdas por transmissão são minimizadas e, devido à escala dos projetos, o impacto ambiental também tem seus efeitos reduzidos.

O tema do presente trabalho foi escolhido tendo em mente esse novo conceito de geração distribuída: pequenas centrais geradoras que apresentam tecnologias de baixo consumo. Por isso, o uso de um sistema turbo-compressor automotivo é satisfatório: equipamento de tamanho reduzido e com consumo específico (consumo de combustível em função da potência desenvolvida) baixíssimo.

A finalidade da pesquisa aqui desenvolvida é a de promover um estudo preliminar que possa fornecer informações básicas no que diz respeito ao dimensionamento da câmara de combustão que alimenta a turbina do sistema. Para tanto, o uso de dois métodos é fundamental: o método analítico, onde os estudos de autores consagrados são usados para se obter resultados teóricos por meio da solução de equações tradicionais; e o método numérico, onde técnicas computacionais (Elementos Finitos) são usadas para simular um modelo virtual e para obter valores que possam ser comparados com a teoria clássica do assunto.

Tal sequência de estudo se mostra bastante satisfatória, já que evita a construção de protótipos muito caros e economiza tempo na obtenção de parâmetros básicos de projeto, como a espessura da parede da câmara de combustão.

Os recursos utilizados são basicamente computacionais. A análise de Elementos Finitos é realizada em computadores pessoais, que já apresentam velocidades de processamento altas o suficiente para a análise aqui proposta.



2. Turbinas a Gás e Câmara de Combustão

As turbinas, de modo geral, se destacam em sua função de produzir potência mecânica a partir de outras fontes energéticas. Além de apresentar alta confiabilidade, são capazes de produzir altas potências e apresentar baixo consumo, tanto de combustível como de lubrificante. As vantagens de se utilizar turbinas foram primeiramente comprovadas com a água como fluido de trabalho e, até hoje, esta classe de turbina apresenta uma contribuição significativa na geração de energia elétrica.

Na virada do século vinte, porém, desenvolveram-se as turbinas a vapor, que atualmente são capazes de produzir até 500MW de potência com uma eficiência de quase 40%. No entanto, essas turbinas apresentam algumas desvantagens. Devido à necessidade de se produzir vapor a altas temperaturas e pressões, elas necessitam de equipamentos caros e volumosos. Em 1872, Stolze desenvolveu a primeira turbina a gás, que incorporava uma turbina multi-estágios e um compressor axial multi-estágios [1]. Entretanto, as turbinas a gás tiveram um impulso no seu desenvolvimento somente pouco antes da Segunda Guerra Mundial, com a preocupação de se obter potência no eixo de saída da turbina. Mas as atenções voltaram-se logo para o motor *turbojet*, desenvolvido para aplicações aeronáuticas. A turbina a gás só começou a competir com êxito em outros campos de aplicação nos anos 50, mas desde então, suas aplicações têm se diversificado cada vez mais.

Hoje em dia, existem turbinas que operam com diversas fontes de combustível, entre elas o gás natural, diesel, nafta, metano, frações leves de petróleo, entre outros. Essas turbinas podem ser classificadas em quatro grupos:

- Turbinas industriais de alta potência;
- Turbinas para uso aeronáutico;
- Turbinas de médio porte (5.000 a 15.000HP);
- Turbinas de pequeno porte (menos de 5.000HP).



Os fatores que mais afetam a eficiência das turbinas a gás são a temperatura de entrada na turbina e as taxas de compressão. Os efeitos da temperatura são predominantes: para cada aumento de 40°C , obtém-se um aumento de 10% no trabalho de saída e um aumento na eficiência de 1,5% [2]. Temperaturas mais altas na entrada da turbina melhoram a eficiência do ciclo termodinâmico de uma turbina simples.

A Figura (1) mostra os gráficos de operação do ciclo simplificado das turbinas a gás – ciclo Brayton:

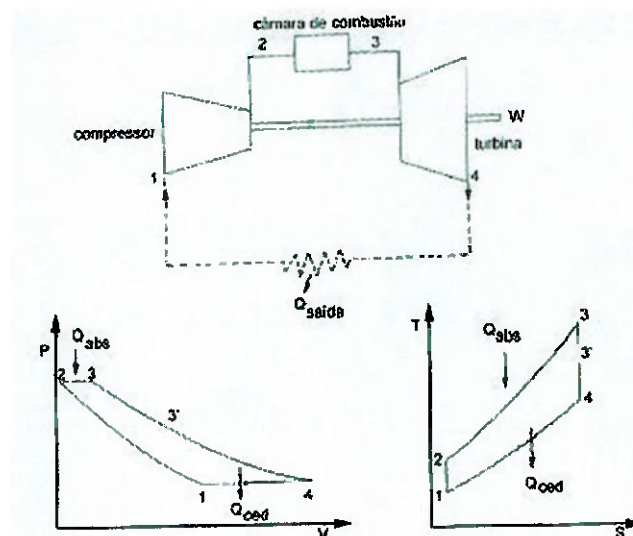


Figura 1 – Ciclo Brayton de uma Turbina a Gás

No ponto 1, tem-se a entrada de ar vindo do ambiente. Este é comprimido de maneira isentrópica e entra na câmara de combustão. No ponto 3, os gases de escape se dirigem para a turbina e são lançados na atmosfera, ponto 4. Estes gases são os responsáveis por movimentar o eixo do compressor, que está acoplado ao eixo da turbina. A Figura (2) mostra mais esquematicamente o funcionamento do sistema turbo-compressor:

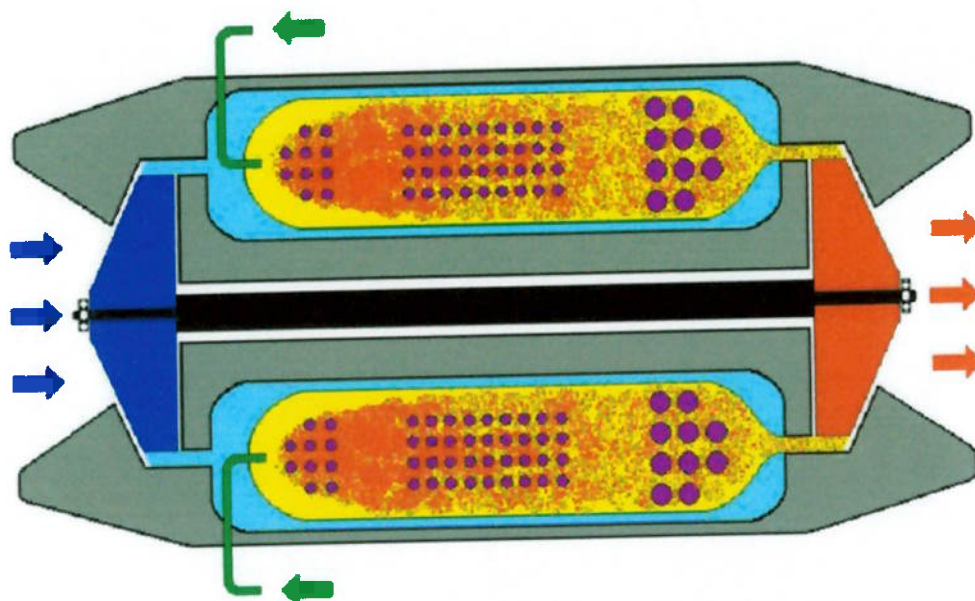


Figura 2 – Esquema Simplificado de uma Micro-Turbina a Gás

No esquema, ar atmosférico é admitido pelo compressor à esquerda (em azul escuro) e, depois de comprimido (azul mais claro), vai para a câmara de combustão. Vindo da parte externa do combustor, o ar comprimido entra no tubo de chamas (em amarelo) pelos orifícios que existem em sua superfície (em roxo). Combustível então é injetado (em verde) dentro do tubo de chamas e sofre combustão. Para partir o sistema, é necessário um dispositivo de ignição não mostrado no esquema e que pode ser, por exemplo, os pólos de uma vela. Os gases de combustão saem pela parte final do tubo de chamas e atingem a turbina (em vermelho) fazendo-a girar e em seguida deixando-a. Ao eixo da turbina pode-se, por exemplo, acoplar uma caixa de redução seguida de um gerador elétrico. A turbina está conectada ao compressor por meio de um eixo (em preto). O acionamento do compressor pela turbina faz a admissão de mais ar para fechar o ciclo. É importante ressaltar que a partida do sistema se faz forçando a entrada de combustível na câmara e fazendo a vela de ignição gerar as primeiras centelhas aproveitando o ar que existia no interior. Assim, após um breve período de funcionamento irregular, o ar comprimido chega à câmara e a combustão com as condições de projeto é estabelecida.

A Figura (3-a) mostra a forma mais simples de uma câmara de combustão: um tubo com paredes retas conectando o compressor à turbina. Infelizmente este arranjo simples não é viável, pois as perdas de pressão envolvidas seriam excessivamente grandes. A perda de pressão devido à combustão é proporcional ao quadrado da



velocidade do ar e pode representar até um quarto do aumento da pressão no compressor. Para reduzir a perda de pressão para níveis aceitáveis, um difusor é utilizado para reduzir a velocidade do ar, conforme a Fig. (3-b).

Porém, até mesmo com um difusor, deve-se criar uma região na qual o escoamento apresenta velocidades ainda mais baixas, a fim de manter a chama acesa, a utilização de um desviador de fluxo (*swirler*) mostrado na Fig. (3-c) ilustra este fato. Já a Fig. (3-d) mostra uma camisa perfurada no lugar do desviador, que é utilizada para diminuir a emissão de óxidos nítricos, através da redução da temperatura dos gases de entrada da turbina (saída da câmara de combustão).

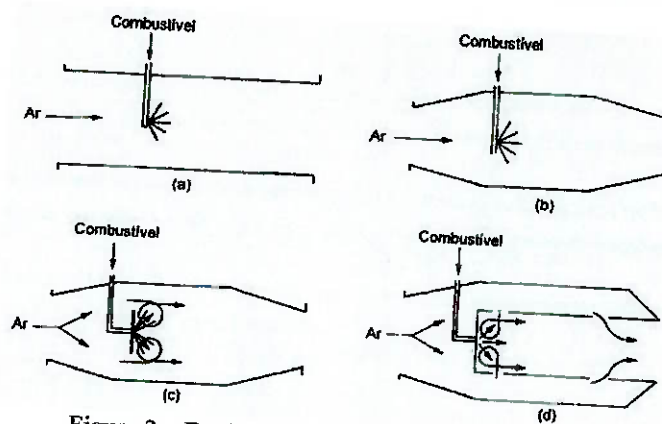


Figura 3 – Evolução das Câmaras de Combustão

A Figura (4) mostra esquematicamente uma câmara de combustão semelhante a que será usada no projeto.

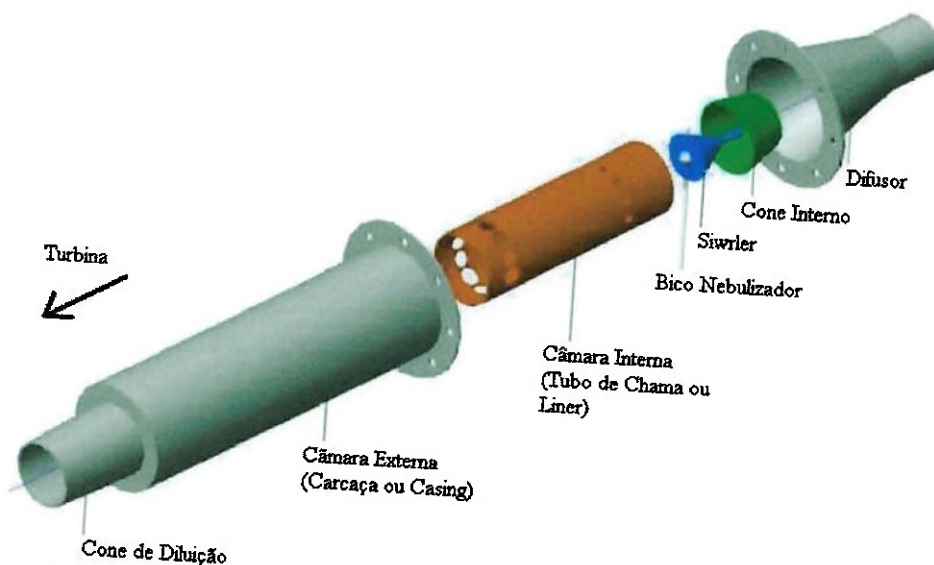


Figura 4 – Ilustração da Câmara de Combustão Proposta para a Micro-Turbina

A Figura (5) mostra uma vista externa do sistema turbo-compressor, já acoplado à câmara de combustão, semelhante à que será montada.

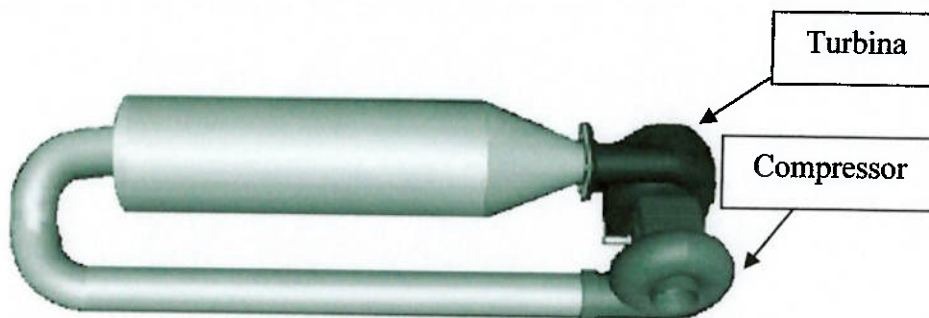


Figura 5 – Esquema da Micro-Turbina

A Figura (6) mostra as características principais da câmara que será estudada. Estas dimensões (diâmetros, comprimentos e posicionamento de furos) foram calculadas levando-se em conta o equacionamento termodinâmico da câmara de combustão. Já o posicionamento de peças estruturais como calços, suportes e batentes foi realizado levando-se em conta aspectos estáticos e dinâmicos.

A massa total da câmara é de 4,672kg e foi medida através do programa *CATIA V5*. Sendo que a massa do conjunto estrutura/câmara/turbina é de aproximadamente 37,308kg. A montagem da câmara na estrutura pode ser visualizada na Fig. (7), e as dimensões principais da estrutura, na Fig. (8).

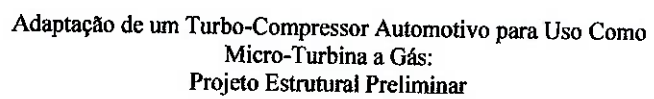


Figura 6 – Dimensões Principais da Câmara de Combustão

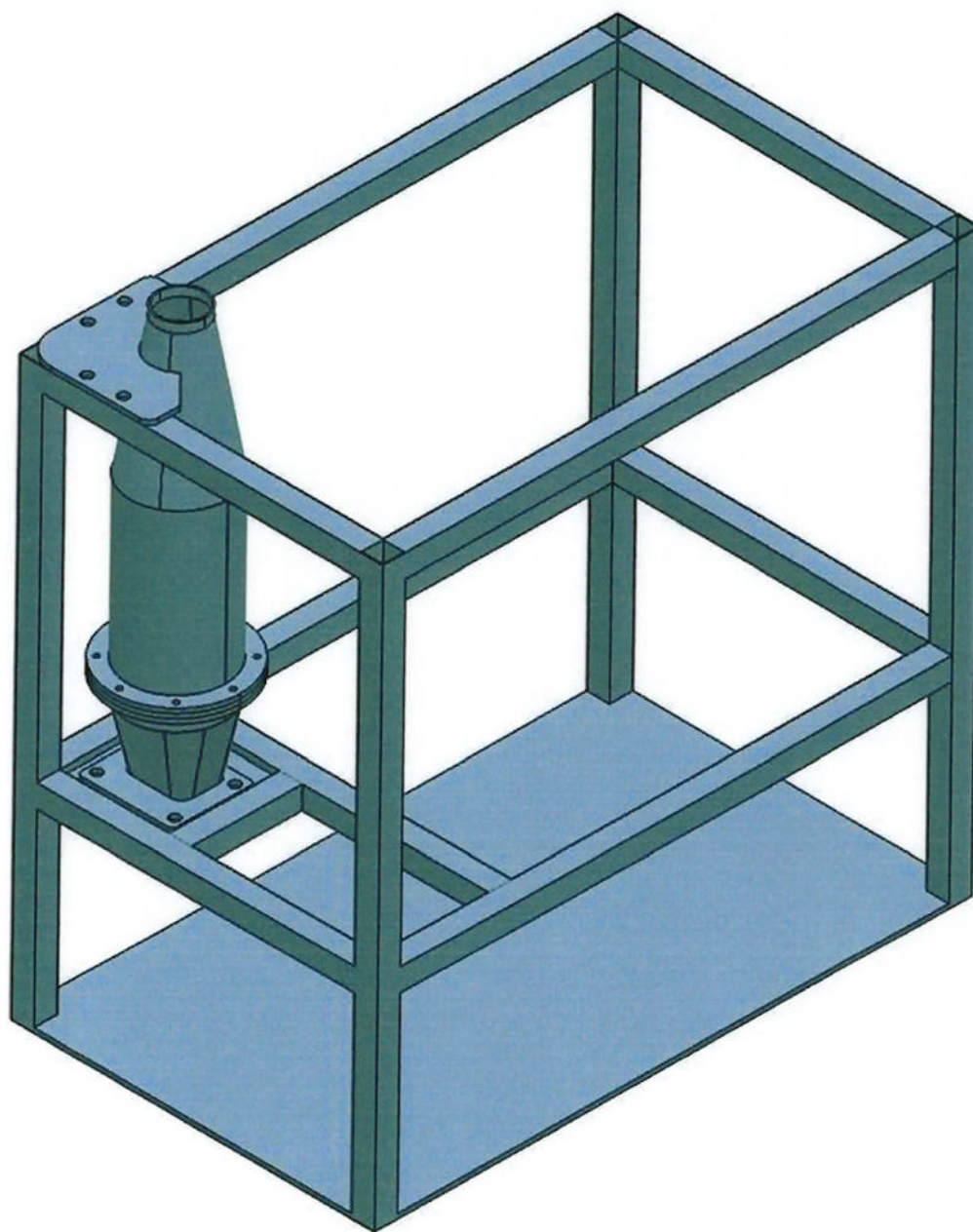


Figura 7 – Conjunto Formado pela Estrutura e a Câmara de Combustão

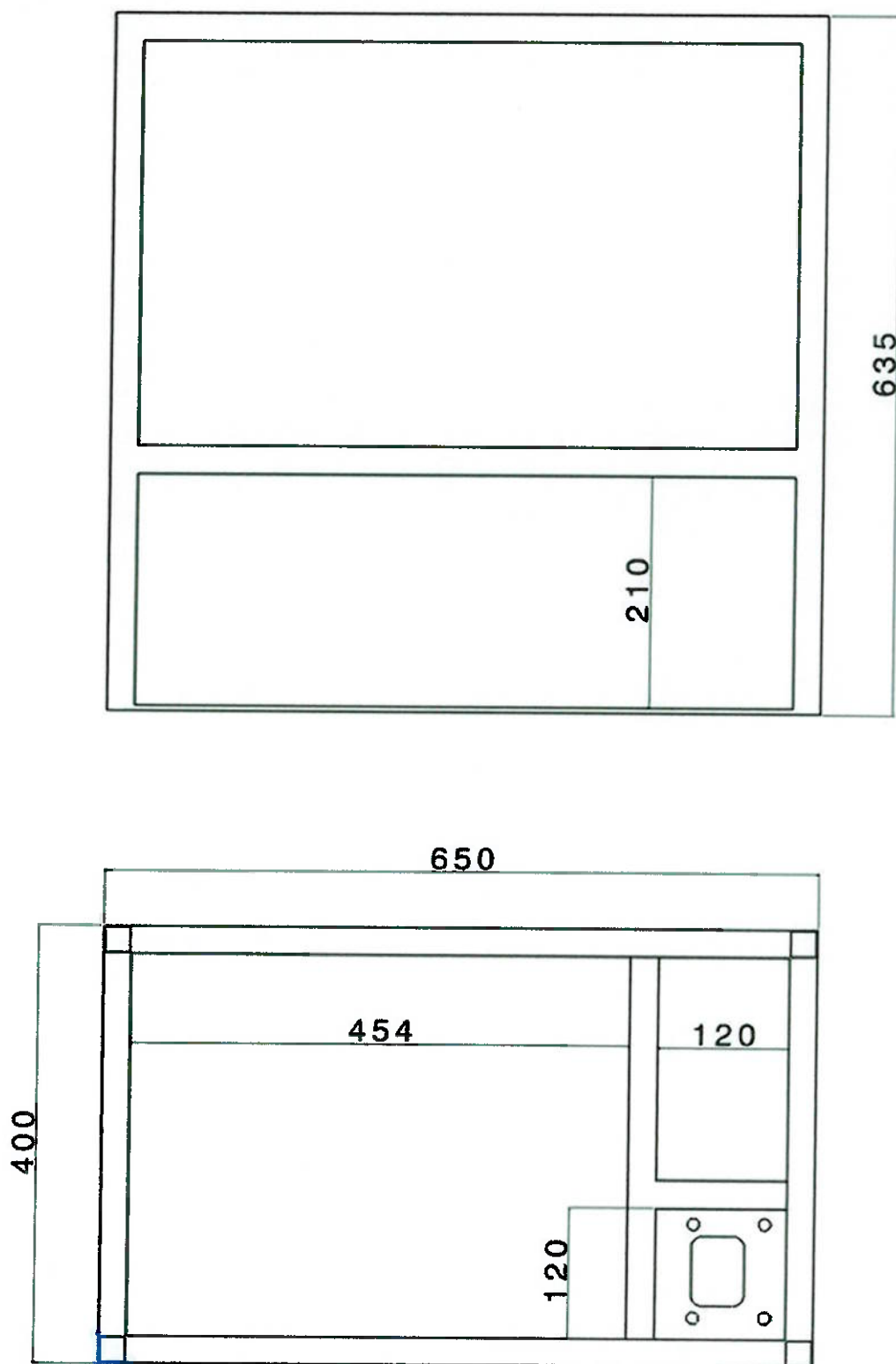


Figura 8 – Dimensões Principais da Estrutura



3. Revisão da Literatura

A seguir será apresentada de forma simplificada a teoria utilizada para realizar os estudos deste projeto.

3.1 Análise Qualitativa – Formulações Analíticas

As formulações aqui apresentadas se basearão no conceito de que as tensões existentes se devem a três fatores principais:

- Peso próprio do sistema;
- Pressões internas de combustão;
- Tensões térmicas devido à diferença de temperatura entre o interior da câmara, que está muito quente, e o exterior, que está em contato com o ar de diluição.

A previsão que se faz é que as parcelas de tensão provocadas pelo peso próprio e pela pressão interna serão muito menores do que as causadas pelos gradientes de temperatura, sendo que a temperatura atua de forma mais relevante logo após a turbina ter sido ligada, quando os gradientes de temperatura são bem mais expressivos.

3.1.1 *Peso Próprio*

Este tipo de carregamento se deve unicamente ao peso próprio da estrutura, já que o fluido operacional é gasoso e não modifica de forma relevante este tipo de esforço. A consideração do peso do fluido se faz necessária dependendo das condições de trabalho [3].



Como é possível verificar na Fig. (7), a câmara é presa na estrutura que suporta todo o sistema que será construído. Como se trata de várias peças metálicas, os cálculos teóricos referentes ao peso próprio não serão realizados, já que se prevêem deslocamentos e tensões muito pequenos, ou seja, o conjunto se suporta sem maiores problemas. Logo, só serão apresentados resultados computacionais.

3.1.2 Pressões Internas

A pressão interna da câmara também pode gerar tensões e deformações, já que ela funciona como um vaso de pressão. Primeiro será apresentado um conceito importante neste estudo: o de tensão de membrana em elementos de casca.

Na maioria dos casos práticos, as cargas num vaso são de tal forma que as tensões mostradas na Fig. (9) serão predominantes, e a flexão e o cisalhamento serão tão pequenos, que podem ser rejeitados. Assim, só há três variáveis não conhecidas: N_ϕ , N_θ e $N_{\phi\theta} = N_{\theta\phi}$, que podem ser determinadas a partir das equações de equilíbrio estático.

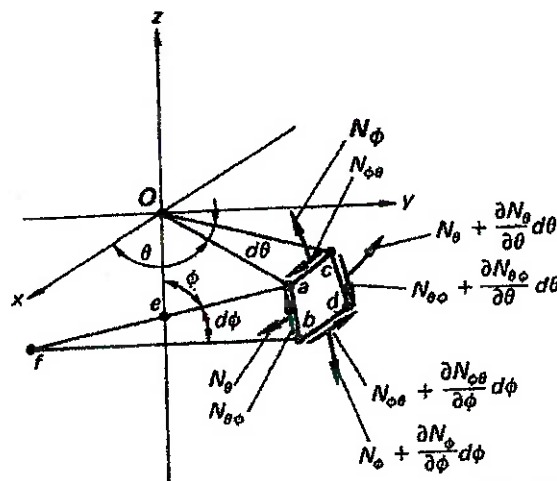


Figura 9 – Tensões de Membrana Resultantes no Plano da Casca

As principais condições para uma análise de membrana ser válida são sumarizadas abaixo:

1 – Todas as cargas externas devem ser aplicadas de tal modo que as reações de tensões internas são produzidas somente no plano da casca. A análise de tensão de



membrana assume que as forças básicas de resistência da casca (*shell*) são tração, compressão e cisalhamento no plano da casca e que um elemento fino de casca não responde com flexão ou forças transversais de cisalhamento. Na prática, todos os *shells* finos absorvem alguma energia flexionando, mas estas tensões são consideradas secundárias e desprezadas. Se, sob carga concentrada ou condições de carregamentos em extremidades, as tensões de flexão atingirem altos valores, uma análise mais detalhada deve ser feita e a casca, reforçada localmente;

2 – Qualquer reação de fronteira, como em suportes, deve se localizar no plano meridional tangente, senão há o aparecimento de cisalhamento transversal e tensões de flexão na região de fronteira;

3 – A casca, incluindo a região de fronteira, deve estar livre de deflexão sob a ação de resultantes de tensões. Qualquer restrição causa flexão e cisalhamento transversal no *shell*;

4 – A mudança na curvatura meridional é leve e sem quinas, senão as tensões devido às descontinuidades (flexão e cisalhamento) destes pontos são consideradas;

5 – As tensões de membrana são assumidas uniformemente distribuídas pela espessura da parede. Isto é válido se a relação entre o raio de curvatura e a espessura for $R/t \geq 10$, e as transições de espessura forem bem graduais;

6 – A tensão radial, σ_r , é pequena e pode ser desprezada. O estado plano de tensões é considerado;

7 – A superfície média da casca é considerada contínua de uma seção a outra através de qualquer descontinuidade. Na prática, duas seções de casca de espessuras diferentes são soldadas para fornecer um contorno suave. Na junção, as linhas de ação da tensão meridional resultante, N_ϕ , não são colineares e esta excentricidade causa novas tensões;

8 – As cargas são tais que as deflexões do *shell* são pequenas ($\Delta R \leq t/2$) e na região elástica.

Resumindo, uma casca suportará um carregamento por tensão de membrana somente se for fina, de formato adequado e corretamente suportada.



O caso mais importante no projeto de vasos é a superfície de revolução em forma de casca fina, sujeita à pressão interna, P . A pressão interna é uma carga axissimétrica e pode ser a pressão uniforme de um gás ou a pressão de um líquido variando ao longo do eixo de rotação. Devido à pressão uniforme e à axissimetria, não há tensões de cisalhamento nas fronteiras do elemento $abcd$ ($N_{\phi\theta} = N_{\theta\phi} = 0$). Um diagrama de corpo livre é mostrado na Fig. (9) para um elemento de casca. As tensões σ_t e σ_l são as tensões principais e permanecem constantes através do elemento: $(\partial N_\theta / \partial \theta) d\theta = 0$ e $(\partial N_\phi / \partial \phi) d\phi = 0$. A primeira equação de equilíbrio na direção normal para um elemento de casca - ver Fig. (10) - é:

$$P \cdot [2 \cdot R_t \cdot \sin(d\theta/2)] \cdot [2 \cdot R_l \cdot \sin(d\phi/2)] = 2 \cdot \sigma_t \cdot d_{s1} \cdot t \cdot \sin(d\theta/2) + 2 \cdot \sigma_l \cdot d_{s2} \cdot t \cdot \sin(d\phi/2)$$

Substituindo $\sin(d\theta/2) = d_{s2} / 2 \cdot R_t$ e $\sin(d\phi/2) = d_{s1} / 2 \cdot R_l$, tem-se a Eq. (1):

$$\frac{P}{t} = \frac{\sigma_t}{R_t} + \frac{\sigma_l}{R_l} \quad (1)$$

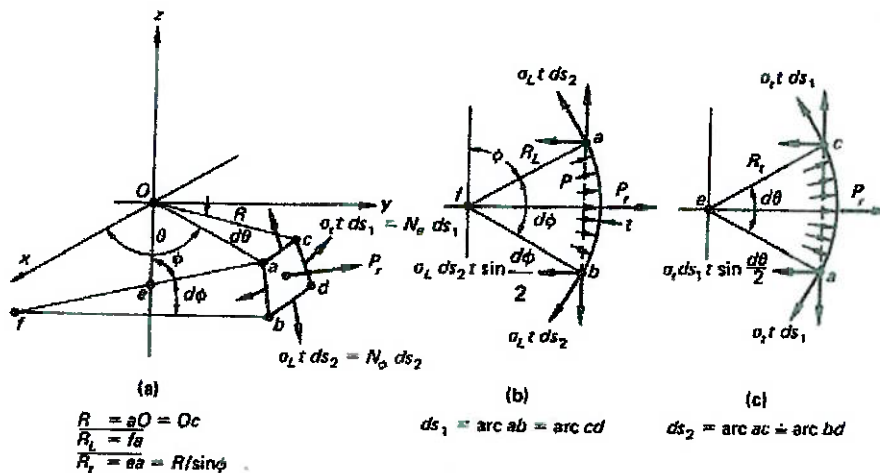


Figura 10 – Elemento de casca de uma casca axissimétrica sujeita à pressão interna uniforme P

Esta última equação (primeira equação de equilíbrio) é de importância fundamental para a análise de tensões de membranas axissimétricas sujeitas a cargas simétricas em relação ao eixo longitudinal. O raio de curvatura principal (R_l) pode ser positivo (se ele aponta para o eixo do vaso), negativo (se apontar a partir do eixo do vaso) ou ser infinito (num ponto de inflexão). Na análise acima, a tensão radial, σ_r , foi assumida desprezível (média de $\sigma_r = -P/2$).



A segunda equação de equilíbrio necessária para resolver para σ_t e σ_r pode ser obtida pela “soma” das forças e tensões na direção do eixo de rotação. Sendo o *shell* axissimétrico, a sua seção finita inteira pode ser usada de uma vez como segue na Eq. (2):

$$2\pi R \cdot (t \cdot \sigma_r \cdot \sin\phi) = P \cdot \pi R^2$$
$$\sigma_r = \frac{P \cdot R}{2t} \cdot \sin\phi = \frac{P \cdot R_t}{2t} \quad (2)$$

Substituindo este valor na primeira equação de equilíbrio, segue a Eq. (3):

$$\sigma_t = \frac{P \cdot R_t}{t} \left[1 - \frac{R_t}{2R_t} \right] \quad (3)$$

Se $e_t = \left[\frac{1}{E} (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r) \right]$ é a elongação unitária na direção tangencial, o crescimento radial, ΔR , pode ser obtido na Eq. (4):

$$2\pi \cdot (R + \Delta R) = 2\pi R + 2\pi \cdot e_t$$
$$\Delta R = R \cdot e_t = \frac{R}{E} \cdot (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_r) \quad (4)$$

Com $E \rightarrow$ Módulo de elasticidade.

A terceira equação requerida para o equilíbrio estático de um estado plano de tensões é automaticamente satisfeita, desde que o carregamento e as tensões resultantes na direção tangencial sejam definidos como axissimétricos.

Um caso particular do exposto acima é a casca cilíndrica sob pressão interna uniforme, que é freqüentemente utilizada no projeto de vasos de pressão. O raio de curvatura longitudinal é $R_t = \infty$ e o raio do cilindro é $R_t = R$. A tensão num cilindro fechado sob pressão interna P pode ser avaliada a partir das condições de equilíbrio estático, mostradas na Fig. (11). Na direção longitudinal, tem-se a Eq. (5):

$$2\pi R \cdot \sigma_t \cdot t = P \cdot \pi R^2$$
$$\sigma_t = \frac{P \cdot R}{2 \cdot t} \quad (5)$$

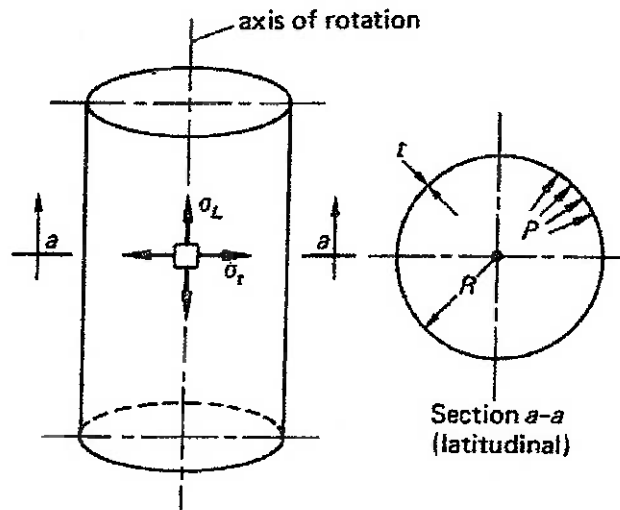


Figura 11 – Tensões em *Shells* Cilíndricos sob Pressão Interna P

Da primeira equação de equilíbrio, vem a Eq. (6):

$$\frac{\sigma_l}{\infty} + \frac{\sigma_t}{R} = \frac{P}{t}$$
$$\sigma_t = \frac{PR}{t} \quad (6)$$

O crescimento radial da casca é dado pela Eq. (7):

$$\Delta R = R \cdot e_t = \frac{R}{E} (\sigma_t - \nu \cdot \sigma_l) = \frac{PR^2}{E \cdot t} \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (7)$$

Não há rotação da extremidade de uma casca cilíndrica sob pressão interna. Nas expressões acima, E é o módulo de elasticidade. A tensão tangencial (a mais expressiva) pode ser escrita em termos do raio interno R_i , como na Eq. (8):

$$\sigma_t = \frac{PR}{t} = P \left(\frac{R_i + 0.5 \cdot t}{t} \right) \quad (8)$$

A espessura da casca é, portanto:

$$t = \frac{PR_i}{\sigma_t - 0.5 \cdot P} \quad (9)$$



As expressões da norma de tensões e espessuras de casca baseadas no raio interno se aproximam das Fórmulas de Lamé (mais precisas):

$$S \cdot E = \frac{PR_i}{t} + 0.6P$$
$$t = \frac{PR_i}{S \cdot E - 0.6P} \quad (10)$$

Que usam $0.6P$ ao invés de $0.5P$, onde E é a eficiência da junta soldada e S , a tensão permitida. Mas, como a pressão interna é baixa (aproximadamente 2atm de pressão absoluta), os termos $0.5P$ e $0.6P$ são desprezíveis frente aos valores de σ_r e $S \cdot E$. Portanto, as expressões (9) e (10) ficam simplificadas como nas equações (11) e (12), respectivamente:

$$t = \frac{PR_i}{\sigma_r} \quad (11)$$

$$t = \frac{PR_i}{S \cdot E} \quad (12)$$

Ambas σ_r e σ_t são tensões principais, sem nenhuma tensão de cisalhamento no elemento diferencial.

3.1.3 Tensões Térmicas

Uma das causas que originam tensões em um corpo é o aquecimento não uniforme. Com o aumento da temperatura, os elementos de um corpo se expandem. Tal expansão, geralmente, não pode ocorrer livremente num corpo contínuo, e estabelecem-se tensões devidas ao aquecimento.

Segundo [3], a tensão devido à temperatura é mais uma condição do ambiente do que de carga propriamente dita, já que as tensões térmicas só aparecem se houver diferenças de temperatura combinadas com alguma restrição na peça, ou se houver

gradientes de temperatura. Este fator influencia bastante a escolha do material, como é de se esperar.

A quebra do vidro quando uma superfície é rapidamente aquecida é atribuída a essas tensões. A ruptura por fadiga pode ocorrer como resultado de flutuações na temperatura. As conseqüências de tais tensões térmicas são importantes em muitos aspectos do projeto de engenharia como em turbinas e câmaras de combustão.

Os problemas mais simples de tensões térmicas podem ser resolvidos através da redução para problemas de forças de contorno – distribuídas ou concentradas. Por exemplo, uma chapa retangular delgada, de espessura uniforme, na qual a temperatura T é uma função de y – Fig. (12) – independente de x e z . A dilatação térmica longitudinal, $\alpha \cdot T$, é inteiramente eliminada pela aplicação, em cada elemento da chapa, da tensão longitudinal da Eq. (13):

$$\sigma_x' = \alpha \cdot T \cdot E \quad (13)$$

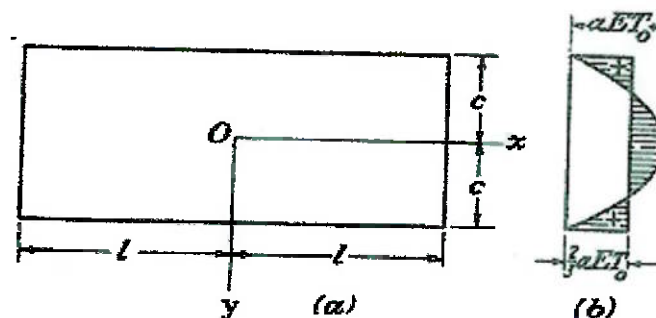


Figura 12 – Tensões Térmicas em Chapa Retangular

Que é de compressão quando T for positivo. Uma vez que a chapa pode expandir-se livremente nas direções laterais, a aplicação de σ_x' não acarretará outras tensões nestas direções. Para manter esta tensão ao longo de toda a chapa, será necessário distribuir forças compressivas de valor σ_x' somente nas extremidades da chapa. Estas forças de compressão eliminarão completamente qualquer dilatação da chapa na direção do eixo x devido ao aumento de temperatura T .

Para se obter a tensão térmica na peça livre de forças externas, temos de superpor à tensão σ_x' , as produzidas na chapa por forças de tração de intensidade $\alpha \cdot T \cdot E$, distribuídas nas extremidades. Estas forças têm como resultante a expressão abaixo:

$$\int_{-c}^c \alpha \cdot T \cdot E dy$$

E, à suficiente distância dos extremos, produzirão tensões de tração distribuídas de maneira aproximadamente uniforme, de valor:

$$\frac{1}{2c} \cdot \int_{-c}^c \alpha \cdot T \cdot E dy$$

De tal forma que a tensão térmica na chapa com extremidades livres, à suficiente distância destas é dada pela Eq. (14):

$$\sigma_x = \frac{1}{2c} \cdot \int_{-c}^c \alpha \cdot T \cdot E dy - \alpha \cdot T \cdot E \quad (14)$$

Considerando, por exemplo, que a temperatura se distribui parabolicamente e é dada pela Eq. (15):

$$T = T_0 \left(1 - \frac{y^2}{c^2} \right) \quad (15)$$

Obtém-se, a partir da Eq. (14):

$$\sigma_x = \frac{2}{3} \cdot \alpha \cdot T_0 \cdot E - \alpha \cdot T_0 \cdot E \left(1 - \frac{y^2}{c^2} \right)$$

Esta distribuição de tensões é mostrada na Fig. (10b).

Partindo para um caso mais próximo ao deste trabalho, tem-se o cilindro longo de seção circular. Neste caso, a temperatura é considerada simétrica em relação ao eixo, e independente da coordenada axial z . Inicialmente, o deslocamento axial w é suposto nulo para toda a peça. A Figura (13) mostra o descrito acima.

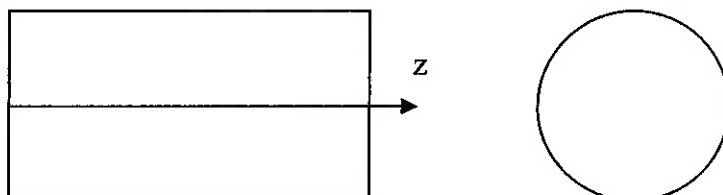


Figura 13 – Cilindro Longo de Seção Circular



Em virtude da simetria em relação ao eixo e da uniformidade na direção axial, as três componentes da tensão, bem como as três deformações, angulares são nulas. Tem-se, portanto, que se considerar apenas as tensões σ_r , σ_t e σ_l . As relações tensão-deformação se escrevem de acordo com as equações (16), (17) e (18):

$$\varepsilon_r - \alpha \cdot T = \frac{1}{E} [\sigma_r - \nu(\sigma_t + \sigma_l)] \quad (16)$$

$$\varepsilon_t - \alpha \cdot T = \frac{1}{E} [\sigma_t - \nu(\sigma_r + \sigma_l)] \quad (17)$$

$$\varepsilon_l - \alpha \cdot T = \frac{1}{E} [\sigma_l - \nu(\sigma_r + \sigma_t)] \quad (18)$$

Mas $w = 0$, logo $\varepsilon_l = 0$. Da Eq. (18), vem a Eq. (19):

$$\sigma_l = \nu(\sigma_r + \sigma_t) - \alpha \cdot E \cdot T \quad (19)$$

Substituindo a expressão (19) nas Eq. (16) e (17), tem-se:

$$\varepsilon_r - (1 + \nu) \cdot \alpha \cdot T = \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\sigma_r - \frac{\nu}{1 - \nu} \sigma_t \right)$$

$$\varepsilon_t - (1 + \nu) \cdot \alpha \cdot T = \frac{1 - \nu^2}{E} \left(\sigma_t - \frac{\nu}{1 - \nu} \sigma_r \right)$$

Assim, o deslocamento radial, u , e as tensões σ_r e σ_t são dados pelas equações (20), (21) e (22), respectivamente:

$$u = \frac{1 + \nu}{1 - \nu} \alpha \frac{1}{r} \int_a^r T r dr + c_1 r + \frac{c_2}{r} \quad (20)$$

$$\sigma_r = -\frac{\alpha E}{(1 - \nu)} \cdot \frac{1}{r^2} \int_a^r T r dr + \frac{E}{1 + \nu} \cdot \left(\frac{c_1}{1 - 2\nu} - \frac{c_2}{r^2} \right) \quad (21)$$

$$\sigma_t = \frac{\alpha E}{(1 - \nu)} \cdot \frac{1}{r^2} \int_a^r T r dr - \frac{\alpha \cdot T \cdot E}{1 - \nu} + \frac{E}{1 + \nu} \cdot \left(\frac{c_1}{1 - 2\nu} + \frac{c_2}{r^2} \right) \quad (22)$$

E, da Eq. (19), vem a Eq. (23):

$$\sigma_l = -\frac{\alpha \cdot E \cdot T}{1 - \nu} + \frac{2\nu \cdot E \cdot c_1}{(1 + \nu) \cdot (1 - 2\nu)} \quad (23)$$



A fim de manter $w = 0$ em toda a peça, é necessário que seja aplicada nas extremidades do cilindro uma força normal, distribuída de acordo com a Eq. (23). Pode-se, entretanto, superpor uma tensão axial uniforme $\sigma_t = c_3$, de tal modo que a força resultante nas extremidades seja nula. Assim, as expressões para u , σ_r , σ_t e σ_l , considerando $\varepsilon_l = 0$ são:

$$u = \frac{1+\nu}{1-\nu} \cdot \alpha \left[(1-2\nu) \cdot \frac{r}{b^2} \int T r dr + \frac{1}{r} \cdot \int T r dr \right]$$

$$\sigma_r = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \left(\frac{1}{b^2} \cdot \int T r dr - \frac{1}{r^2} \cdot \int T r dr \right)$$

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \left(\frac{1}{b^2} \cdot \int T r dr + \frac{1}{r^2} \cdot \int T r dr - T \right)$$

$$\sigma_l = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \left(\frac{2\nu}{b^2} \cdot \int T r dr - T \right)$$

Partindo, agora, para um cilindro com orifício circular concêntrico, sendo a o raio do orifício e b o raio externo do cilindro. As constantes c_1 e c_2 das Eq. (20), (21) e (22) são determinadas de modo que σ_r se anule nestes dois pontos do raio. Logo:

$$\frac{c_1}{1-2\nu} - \frac{c_2}{a^2} = 0$$

$$-\frac{\alpha \cdot E}{(1-\nu)} \cdot \frac{1}{b^2} \cdot \int T r dr + \frac{E}{1+\nu} \left(\frac{c_1}{1-2\nu} - \frac{c_2}{b^2} \right) = 0$$

Assim, σ_r , σ_t e σ_l são dadas pelas Eq. (24), (25) e (26):

$$\sigma_r = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \cdot \frac{1}{r^2} \left(\left(\frac{r^2 - a^2}{b^2 - a^2} \right) \cdot \int T r dr - \int T r dr \right) \quad (24)$$

$$\sigma_t = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \cdot \frac{1}{r^2} \left(\left(\frac{r^2 + a^2}{b^2 - a^2} \right) \cdot \int T r dr + \int T r dr - T r^2 \right) \quad (25)$$

$$\sigma_l = \frac{\alpha \cdot E}{1-\nu} \cdot \left(\frac{2}{(b^2 - a^2)} \int T r dr - T \right) \quad (26)$$



Considerando a situação em que a espessura da parede é pequena em comparação com o raio externo do cilindro, tem-se:

$$\frac{b}{a} = 1 + m$$

$$\log\left(\frac{b}{a}\right) = m - \frac{m^2}{2} + \frac{m^3}{3} - \dots$$

Onde m pode ser desprezado. Logo, obtêm-se as Eq. (27) e (28):

$$(\sigma_t)_{r=a} = (\sigma_l)_{r=a} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot T_i}{2(1-\nu)} \cdot \left(1 + \frac{m}{3}\right) \quad (27)$$

$$(\sigma_t)_{r=b} = (\sigma_l)_{r=b} = \frac{\alpha \cdot E \cdot T_i}{2(1-\nu)} \cdot \left(1 - \frac{m}{3}\right) \quad (28)$$

Como a temperatura interna (T_i) é positiva, a tensão radial (σ_r) é de compressão em todos os pontos e se anula nas superfícies interna e externa do cilindro, e as componentes σ_t e σ_l assumem o valor máximo nestas superfícies. Sendo a temperatura externa do cilindro diferente de zero, T_i é substituída nas equações acima pela diferença $T_i - T_0$ entre as temperaturas interna e externa.

No caso de uma parede muito delgada, uma outra simplificação pode ser feita: despreza-se o termo $m/3$ nas Eq. (27) e (28), obtendo-se as expressões (29) e (30):

$$(\sigma_t)_{r=a} = (\sigma_l)_{r=a} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot T_i}{2(1-\nu)} \quad (29)$$

$$(\sigma_t)_{r=b} = (\sigma_l)_{r=b} = \frac{\alpha \cdot E \cdot T_i}{2(1-\nu)} \quad (30)$$

3.2) Distribuição de Temperaturas

A inspeção de componentes da câmara de combustão durante as revisões mostra, freqüentemente, fluência e trincas do *liner*. Quando este tipo de falha ocorre após um



período relativamente curto de operação, a causa é usualmente focada em erros de projeto ou fabricação.

Algumas vezes, um ponto quente (“*hot spot*”) pode surgir por causa de distorções do *spray* de combustível, causada por uma nebulização defeituosa, por desalinhamento do injetor na câmara, ou por depósito de resíduos na face do injetor. Entretanto, se este tipo de problema não surge, é comum, após longos períodos de operação, observar sinais de distensão na forma do *liner* (fluência) e trincas. Normalmente as trincas originam-se em descontinuidades geométricas, como aletas de resfriamento e furos de admissão de ar, ou outros pontos onde tensões residuais relevantes podem ser induzidas durante a fabricação.

O *liner* é uma estrutura complexa, e o cálculo de tensões térmicas e a previsão de sua vida apresentam grandes dificuldades. Entretanto, pode ser dito que a fluência do *liner* resulta de longos períodos de operação sob a combinação de altos gradientes de temperaturas e temperaturas elevadas. Trincas são causadas por fadiga de baixo ciclo devido aos regimes transientes na temperatura do *liner*. Isto geralmente ocorre durante a aceleração e o desligamento. Assim, para garantir uma vida satisfatória ao *liner*, é importante manter as temperaturas e os gradientes num nível aceitável.

Embora níveis aceitáveis não tenham sido propriamente definidos, um exemplo é a temperatura máxima de operação para ligas de níquel, que não deve ultrapassar os 1100K. Na prática, estes limites significam que devem ser providos meios para a retirada do calor da câmara para que tais limites não sejam atingidos, como a vazão de ar na câmara, que é dimensionada a fim de garantir a combustão e o resfriamento de alguns componentes. É importante dizer que as propriedades dos aços (módulo de elasticidade e tensão de escoamento) variam com o aumento da temperatura, mas, segundo o *site* www.matweb.com, estes efeitos só são percebidos acima dos 850°C.

Portanto, o item que mais sofre os efeitos da temperatura na câmara de combustão é o *liner*, recipiente que contém gases quentes, cercado pelo *casing* e com um fluxo de ar entre os dois, e é por este motivo que a análise de temperaturas só levará em conta este componente. O *liner* é aquecido por radiação e convecção proveniente dos gases de combustão; é resfriado por radiação para o *casing* e por convecção pelo ar de diluição. Sob condições de equilíbrio, a temperatura do *liner* é



tal que os fluxos de calor interno e externo a ele em qualquer ponto são iguais. Mas é importante frisar que, enquanto este equilíbrio não é atingido, as tensões devidas aos gradientes de temperatura têm maior magnitude, em virtude de o liner estar em equilíbrio térmico com o ambiente antes do início da operação da turbina.

Perdas de calor por condução são desprezíveis na direção axial [5].

Assim, pode-se admitir que o calor transferido ao *liner* por meio de radiação e convecção é igual ao que ele transfere pelos mesmos fenômenos e ambos devem ser iguais à troca de calor por condução. Admitindo que a espessura do *liner* seja significativa a ponto de assumirmos que a área interna de troca seja menor que a área externa do *liner*, temos:

$$(Q_{rad1} + Q_{conv1}) \cdot A_1 = (Q_{rad2} + Q_{conv2}) \cdot A_2 = Q_{cond1-2} \cdot A_1$$

Onde:

- $Q \rightarrow$ Trocas de calor [W/m^2];
- 1, 2 $\rightarrow$ Subscritos que indicam interno e externo ao *liner*.

De forma mais prática, as áreas de troca são admitidas equivalentes já que a espessura no *liner* é reduzida (2mm) em relação ao seu diâmetro médio (64,5mm). Assim, a equação anterior assuma a forma da Eq. (31):

$$(Q_{rad1} + Q_{conv1}) = (Q_{rad2} + Q_{conv2}) = Q_{cond1-2} \quad (31)$$

O fluxo explicitado acima pode ser melhor visualizado pela Fig. 14 abaixo:

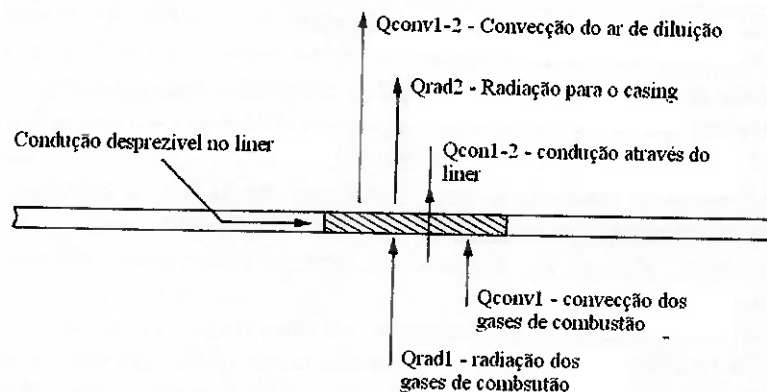


Figura 14 – Troca de Calor pelo *Liner*



O calor transferido pelo efeito de condução através do *liner* é função do gradiente de temperaturas existente entre as paredes interna e externa, como na Eq. (32):

$$Q_{cond1-2} = \frac{K_{liner}}{e_{liner}} \cdot (T_{1liner} - T_{2liner}) \quad (32)$$

Onde:

- K → Condutividade térmica do material do *liner*, 30W/mK;
- e → Espessura do *liner*, 2mm.

Substituindo os valores acima na Eq. (32), obtém-se a expressão abaixo:

$$Q_{cond1-2} = 15000 \cdot (T_{1liner} - T_{2liner})$$

3.2.1 Radiação Interna

Na maioria dos combustores de turbinas a gás, uma porção razoável do calor transferido dos gases quentes de dentro do *liner* para sua parede é por radiação. De fato, nas regiões do combustor onde o ar de resfriamento admitido forma uma barreira efetiva entre o gás quente e a parede, a radiação representa o único mecanismo pelo qual o calor é transferido. Os gases de combustão radiam de dois modos diferentes:

- radiação não-luminosa → emana de certos gases hetero-polares, principalmente CO₂ e vapor de água;
- radiação luminosa → dependente do número e tamanho das partículas sólidas (principalmente fuligem).

Ambas as partes entram no cálculo da temperatura da parede do *liner*.



3.2.1.1 Radiação Não-Luminosa

Para água e CO₂, a faixa de temperatura na qual se observam efeitos significativos de troca de calor por radiação é de até 3000K. A troca de calor por radiação é definida como na Eq. (33):

$$Q_{rad1} = \sigma \cdot (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_{liner}^4) \quad (33)$$

Onde:

- $\sigma \rightarrow$ Constante de Stephan-Boltzmann = $5,67E-8$ [W/m²K⁴];
- $T_g \rightarrow$ Temperatura do gás;
- $\varepsilon_g \rightarrow$ Emissividade do gás a T_g ;
- $\alpha \rightarrow$ Absorvidade do gás a T_{liner} .

Como a face interna do *liner* não é definida como um corpo negro, sua absorvidade deve ser corrigida através do fator $0,5 \cdot (1 + \varepsilon_{liner})$. Assim, tem-se a Eq. (34):

$$Q_{rad1} = \sigma \cdot 0,5 \cdot (1 + \varepsilon_{liner}) \cdot (\varepsilon_g \cdot T_g^4 - \alpha_g \cdot T_{liner}^4) \quad (34)$$

Onde:

- $\varepsilon_{liner} \rightarrow$ Emissividade do material do *liner* (0,8 para aço inoxidável);

Investigações por meio de uma grande quantidade de valores mostraram que α_g é dado pela equação abaixo [5]:

$$\frac{\alpha_g}{\varepsilon_g} = \left(\frac{T_g}{T_{liner}} \right)^{1,5}$$

A equação (34) é reescrita como na Eq. (35):

$$Q_{rad1} = \sigma \cdot 0,5 \cdot (1 + \varepsilon_{liner}) \cdot \varepsilon_g \cdot T_g^{1,5} \cdot (T_g^{2,5} - T_{liner}^{2,5}) \quad (35)$$

Para o cálculo da emissividade do gás composto por H₂O e CO₂, deve-se, primeiro, definir o comprimento de viga, l_b . Segundo [5], l_b varia entre 0,6 e 0,9 do diâmetro do *liner* (D_L). Será adotado $0,75 \cdot D_L = 4,76E - 2m$.



Assim, a Eq. (36) é utilizada para pressões abaixo de 500kPa e razão ar/combustível mais pobre que a estequiométrica, e fornece valores de ε_g bem próximos do exato [5]:

$$\varepsilon_g = 1 - EXP \cdot \left[\frac{-290 \cdot P_{total} \cdot \left(\frac{l_b}{AC} \right)^{0,5}}{T_g^{1,5}} \right] \quad (36)$$

Onde:

- AC $\rightarrow$ Relação ar/combustível em massa;
- P_{total} $\rightarrow$ Pressão interna da câmara, em kPa, no caso 200kPa.

O projeto desta câmara também envolve cálculos termodinâmicos, e há uma equipe coordenada pelo professor Guenther Krieger responsável por esta parte do trabalho. Esta equipe forneceu alguns números úteis para este capítulo:

- AC na entrada do *liner* $\rightarrow$ 21
- AC na saída do *liner* $\rightarrow$ 60

Para a determinação das temperaturas T_g na entrada e saída do *liner*, a Fig. (15) é usada e fornece os valores 1941,63K e 988,86K para entrada e saída, respectivamente. O número AC = 21 equivale a um Φ de 0,74, e AC = 60, a Φ = 0,26.

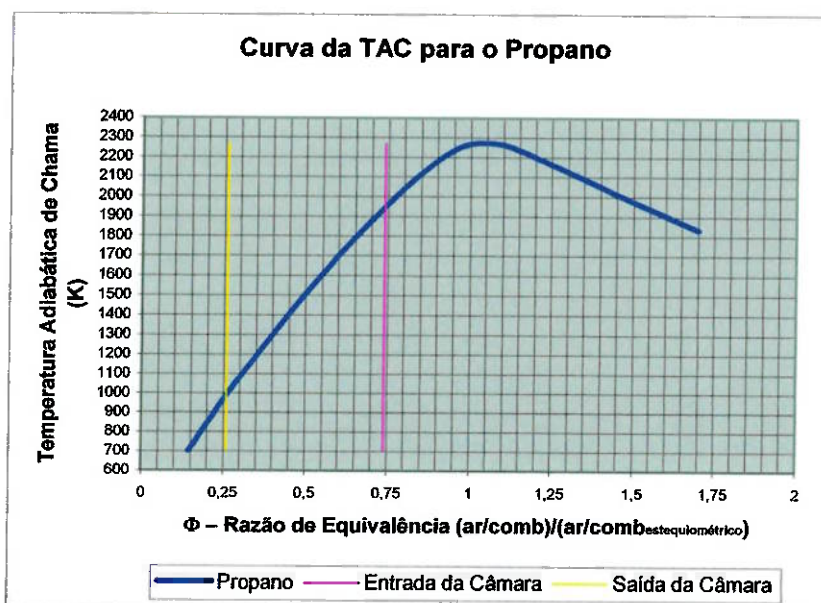


Figura 15 – Gráfico da Relação Ar/Combustível para o Propano



Com isso, as emissividades do gás, ε_g , na entrada e saída do *liner* são, respectivamente, 3,18E-2 e 5,12E-2.

Deste modo, é possível utilizar a Eq. (35), que fornece duas expressões para o Q_{rad1} :

$$Q_{rad1}^{entrada} = 2,3 \cdot 10^4 - 1,39 \cdot 10^{-4} \cdot T_{liner-e}$$

$$Q_{rad1}^{saida} = 1,55 \cdot 10^3 - 5,04 \cdot 10^{-5} \cdot T_{liner-s}$$

3.2.1.2 Radiação Luminosa

O efeito da radiação luminosa está diretamente ligado à existência de particulados (fuligem) nos gases de combustão. É intuitivo imaginar que estruturas de hidrocarbonetos extensas, isto é, a partir de três moléculas de carbono, passem a produzir quantidades mais relevantes de particulado.

Para estimar o ε_g , é preciso introduzir o fator de luminosidade, L, na Eq. (36) [5].

$$\varepsilon_g = 1 - EXP \cdot \left[\frac{-290 \cdot P_{total} \cdot L \cdot \left(\frac{l_b}{AC} \right)^{0,5}}{T_g^{1,5}} \right]$$

E o fator L é obtido a partir da Eq. (37):

$$L = 0,069 \cdot \left(\frac{C}{H} - 1,82 \right)^{2,71} \quad (37)$$

Onde:

- $\frac{C}{H} \rightarrow$ Relação mássica dos dois componentes no combustível, sendo que para

o propano (C_3H_8), esta relação é 4,5.



Logo, L assume o valor de aproximadamente 1, o que torna os valores de ε_g idênticos aos da radiação não-luminosa. Portanto, a radiação total dentro do *liner* é dada pelas duas expressões do item anterior multiplicadas por 2:

$$Q_{rad1}^{entrada} = 4,61 \cdot 10^4 - 2,77 \cdot 10^{-4} \cdot T_{liner-e}$$

$$Q_{rad1}^{saida} = 3,10 \cdot 10^3 - 1,01 \cdot 10^{-4} \cdot T_{liner-s}$$

3.2.2 Radiação Externa

O efeito da radiação externa pode ser mensurado através da Eq. (38):

$$Q_{rad2} = \sigma \cdot \frac{\varepsilon_{liner} \cdot \varepsilon_{casin g}}{\varepsilon_{casin g} + \varepsilon_{liner} \cdot (1 - \varepsilon_{casin g})} \cdot \left(\frac{A_L}{A_C} \right) \cdot (T_{2liner}^4 - T_3^4) \quad (38)$$

Onde:

- $T_3 \rightarrow$ Temperatura do ar de resfriamento, 352,5K, fornecida pelo pessoal dos cálculos termodinâmicos;

- $A_L, A_C \rightarrow$ Áreas de troca de calor do *liner* e do *casing*.

Sendo:

- $\varepsilon_{liner} = \varepsilon_{casin g} = 0,8$ para aços;

- $\sigma = 5,67E-8 \frac{W}{m^2 \cdot K^4}$;

- $A_L = 0,036m^2$, obtida no CATIA V5;

- $A_C = 0,095m^2$, obtida no CATIA V5.

Com estes valores, a Eq. (38) fica como a Eq. (39):

$$Q_{rad2} = 4,22 \cdot 10^{-8} \cdot T_{2liner}^4 - 651 \quad (39)$$



3.2.3 Convecção Interna

Dos quatro processos de transferência de calor que, juntos, determinam a temperatura do *liner*, a convecção interna é a mais difícil de se estimar com precisão [5]. Na zona primária, os gases envolvidos na troca de calor estão a altas temperaturas e estão sob mudanças físico-químicas muito rápidas. Outra dificuldade é introduzida pela existência, na zona primária, de intensos gradientes de temperatura, velocidade e composição química. Incertezas sobre o padrão de fluxo de ar, o estado do desenvolvimento da camada limite e a temperatura efetiva do gás fazem da escolha de um modelo satisfatório quase que arbitrária.

Uma expressão proposta por Lefebvre para o cálculo da convecção interna é mostrada na Eq. (40), onde o fator 0,017 existe para representar o fato de que, perto das paredes, as temperaturas são menores do que no eixo longitudinal do *liner*:

$$Q_{convl} = 0,017 \cdot \frac{K_g}{D_L^{0,2}} \cdot \left(\frac{\dot{m}}{A_L \cdot \mu_g} \right)^{0,8} \cdot (T_g - T_{liner}) \quad (40)$$

Onde:

- $K_g \rightarrow$ Condutividade térmica do gás [W/mK];
- $\dot{m} \rightarrow$ Fluxo mássico dos gases;
- $\mu_g \rightarrow$ Viscosidade dinâmica do gás [kg/ms]

Valores típicos de K_g e μ_g são apresentados por [6] e valem 0,15W/mK e 7,1E-5kg/ms, respectivamente. O fluxo mássico foi obtido pela equipe de termodinâmica e vale 0,0733kg/s de mistura ar/combustível na entrada do *liner*, e vale 0,2kg/s de gases na saída do *liner*. Novamente, as temperaturas T_g valem 1941,63K na entrada e 988,86K na saída do *liner*. Logo, a Eq. (40) fornece as seguintes expressões:

$$Q_{convl}^{entrada} = 3,16 \cdot 10^4 - 16,3 \cdot T_{liner-e}$$

$$Q_{convl}^{saida} = 3,6 \cdot 10^4 - 36,4 \cdot T_{liner-s}$$



3.2.4 Convecção Externa

De forma semelhante à convecção interna, a externa ao *liner* pode ser calculada pela Eq. (41), com mudanças apenas no gás em questão, que agora é o ar de diluição. Assim sendo:

$$Q_{conv2} = 0,020 \cdot \frac{K_{ar}}{D_H^{0,2}} \cdot \left(\frac{m}{A_{ext} \cdot \mu_{ar}} \right)^{0,8} \cdot (T_{2liner} - T_3) \quad (41)$$

Onde:

- $D_H \rightarrow$ Diâmetro hidráulico, que é a diferença entre os diâmetros do *casing* e do *liner*, e vale 3,81E-2m;

- $A_{ext} \rightarrow$ Área da região de diluição, que vale $\frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 1,14 \cdot 10^{-3} m^2$.

Os valores de K_{ar} e μ_{ar} são retirados do programa *E.E.S.*, da *S.A. Klein*, e valem 0,02948W/mK e 2,093E-5kg/ms, respectivamente.

Assim, a Eq. (41) fornece a seguinte expressão, após a substituição dos valores:

$$Q_{conv2} = 2,78 \cdot 10^2 \cdot T_{2liner} - 9,78 \cdot 10^4$$

3.2.5 Condução no Liner

Para a aplicação da Eq. (32) é preciso dizer que o material do *liner* é o aço inox AISI 304, que possui condutividade térmica por volta de 30W/mK [6]. A espessura é de 2mm. Assim tem-se a Eq. (42):

$$Q_{cond1-2} = 15000 \cdot (T_{1liner} - T_{2liner}) \quad (42)$$



3.2.6 Temperaturas de Equilíbrio do Liner

Com todas as parcelas de troca de calor determinadas em função apenas das temperaturas interna e externa do *liner*, basta aplicar a definição exposta pela Eq.

(31) para determiná-las. O método de tentativa e erro é aplicado às Eq. (43) e (44) abaixo:

$$7,77 \cdot 10^4 - 2,77 \cdot 10^{-4} \cdot T_{1\text{liner}-e}^{2,5} - 16,3 \cdot T_{1\text{liner}-e} = 4,22 \cdot 10^{-8} \cdot T_{2\text{liner}-e}^4 + 278 \cdot T_{2\text{liner}-e} - 9,85 \cdot 10^4 = 15000 \cdot (T_{1\text{liner}-e} - T_{2\text{liner}-e}) \quad (43)$$

$$3,91 \cdot 10^4 - 1,01 \cdot 10^{-4} \cdot T_{1\text{liner}-s}^{2,5} - 36,4 \cdot T_{1\text{liner}-s} = 4,22 \cdot 10^{-8} \cdot T_{2\text{liner}-s}^4 + 278 \cdot T_{2\text{liner}-s} - 9,85 \cdot 10^4 = 15000 \cdot (T_{1\text{liner}-s} - T_{2\text{liner}-s}) \quad (44)$$

Com o auxílio do *Microsoft Excel 2003*, as temperaturas foram obtidas para os pontos onde se conhece a relação ar/combustível, que são a região de ignição (entrada do *liner*) e a saída do *liner* (entrada da turbina), fato explicitado na Tab. (1).

Tabela 1 - Cálculo das temperaturas de equilíbrio do liner

Radiação dentro do liner luminosa e não-luminosa			Radiação fora do liner		
	Entrada	Saída		Entrada	Saída
diam. Liner (m)	6,35E-02		temp. ar diluição (K) - T3	352,5	
sigma [W/m²K⁴]	5,67E-08		A casing (m²)	0,095	
ε _{liner}	0,8		ε _{casing}	0,8	
ε _g	3,18E-02	5,12E-02	Convecção fora do liner		
Ptotal (kPa)	200			Entrada	Saída
lb - compr de viga (m)	4,76E-02		Kar [W/mK]	0,02948	
rel ar/comb em massa	21	60	Mi ar [kg/ms]	2,09E-05	
temp do gás (K)	1941,63	988,86	m [kg/s]	0,13	
			Dh (m)	1,45E-02	
			Aext (m²)	1,66E-03	
Convecção dentro do liner			Condução no liner		
	Entrada	Saída		Entrada	Saída
Kg [W/mK]	0,15		K liner [W/mK]	30	
mzp [kg/s]	0,0733	0,2	espessura (m)	2,00E-03	
A _{liner} [m²]	0,036				
Mi g [kg/ms]	7,10E-05				
ENTRADA			SAÍDA		
TEMP. EQUIL.			TEMP. EQUIL.		
	T1 _{liner-e} (K)	T2 _{liner-e} (K)		T1 _{liner-s} (K)	T2 _{liner-s} (K)
	597,13	592,78		441,18	439,67
		Erro (%)			Erro (%)
Entrada - Qrad1+Qconv1 (W)	65570,300	-0,57	Saída - Qrad1+Qconv1 (W)	22607,935	-0,36
Entrada - Qrad2+Qconv2 (W)	65196,912	-0,08	Saída - Qrad2+Qconv2 (W)	22688,363	-0,17
Entrada - Qcond1-2 (W)	65250,000	0,49	Saída - Qcond1-2 (W)	22650,000	0,19

Logo:

$$T_{1\text{liner}-e} = 597,13K$$

$$T_{1\text{liner}-s} = 441,18K$$

$$T_{2\text{liner}-e} = 592,78K$$

$$T_{2\text{liner}-s} = 439,67K$$



Onde T_1 é a temperatura dentro do *liner* e T_2 , fora. Da Tabela (1), percebe-se que o erro máximo cometido nas tentativas de se achar as temperaturas de equilíbrio não superou 0,57%, o que é muito razoável.

Estas temperaturas serão usadas nos cálculos das tensões térmicas, no capítulo 5.3.

3.3) Teoria dos Elementos Finitos

No dia-a-dia das atividades de engenharia, os engenheiros e projetistas são colocados diante de problemas técnicos, alguns mais simples e outros mais complexos, tendo que resolvê-los de forma satisfatória. Para isso utilizam um verdadeiro arsenal de equações e tabelas que aprenderam nos seus cursos.

No desenvolvimento dos cálculos de uma estrutura, o sucesso dessa tarefa não está apenas condicionado ao conhecimento de um aparato matemático muitas vezes complicado, mas à capacidade que o engenheiro apresenta de entender a natureza física do fenômeno que se propõe a resolver. A identificação dos pontos relevantes do problema em estudo permite tecer hipóteses sobre o comportamento do sistema estrutural a ser analisado, que constituirão a base para um bom desenvolvimento do projeto em curso.

Porém, a maioria das estruturas de importância prática é muito complexa para ser analisada pelas técnicas clássicas – o que no caso deste trabalho não se verifica. Para estruturas de forma arbitrária, a solução analítica freqüentemente torna-se impossível, e o problema requer grandes e excessivas simplificações, se quisermos aplicar “*expressões analíticas fechadas*”, ou seja, para condições muito particulares de aplicação, o que resulta em cálculos pouco realistas.

Estamos, então, diante da questão central que motiva o estudo que se inicia:

- Os métodos clássicos permitem o cálculo da resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões na estrutura em todos os seus pontos, isto é, nos seus infinitos pontos, porém estas soluções são somente conhecidas para alguns casos, que fogem da maioria das aplicações práticas que encontramos no dia-a-dia.



- Seria interessante desenvolver procedimentos aproximados, que pudessem ser aplicados de uma forma geral, independente da forma da estrutura e da condição de carregamento, dentro da precisão aceitável do problema de engenharia.

Esse caminho alternativo aos procedimentos analíticos clássicos constitui o foco do estudo que dá origem ao *Método dos Elementos Finitos (MEF)*.

Um conceito importante do *MEF* é o de discretizar o sistema, ou seja, subdividi-lo em seus componentes individuais, em seus elementos. Assim, surge a idéia de entender o comportamento do todo entendidas as partes [4].

Em uma primeira abordagem, pode-se observar que:

- No sistema discretizado, não se pretende calcular as condições (deslocamentos, deformações e tensões) dos infinitos pontos da estrutura, como o método clássico propõe, mas sim de alguns pontos, que são os nós do modelo.

- O modo pelo qual a estrutura se comporta entre os nós dependerá das propriedades atribuídas ao elemento escolhido, que representará aquele trecho. Quanto mais bem especificado for esse comportamento interno, mais a resposta do modelo irá se aproximar do comportamento real da estrutura.

É importante ressaltar a diferença entre *elemento diferencial*, que está presente nas análises contínuas clássicas, e o *elemento finito*, que é usado nas análises discretas.

A utilização dos nós não só simplifica o cálculo das tensões e deformações das estruturas estudadas, mas também permite a resolução computacional dos sistemas de equações discretas por meio de matrizes. Tais matrizes representam as características dos nós. A análise matricial tem os seguintes aspectos:

- Os elementos são conectados nos nós, ou seja, nas suas extremidades;
- As conexões podem ser rígidas ou articuladas;
- As forças externas são aplicadas somente nos nós, ou seja, há uma carga nodal equivalente ao carregamento imposto, e os deslocamentos da estrutura são expressos em termos de deslocamentos nodais.



Assim, surge o conceito de matriz de rigidez do sistema, que nada mais é do que a relação entre a matriz de forças nodais e a matriz de deslocamentos nodais.

O sistema analisado pode ser representado pela equação (44):

$$\{F\} = [K] \cdot [U] \quad (44)$$

Onde:

$\{F\}$ → Matriz coluna onde são representadas as forças que atuam nos nós dos elementos;

$[K]$ → Matriz quadrada contendo os coeficientes de rigidez do sistema;

$[U]$ → Matriz coluna em que são representados os deslocamentos associados aos nós dos elementos.

Contabilizando a rigidez dos diversos elementos, é possível montar a matriz de rigidez da estrutura e, com os esforços atuantes (matriz $[F]$), resolver o sistema da equação (44). Com isso, os deslocamentos nodais são determinados, logo, as deformações e tensões presentes na estrutura também.

Com base nos conceitos teóricos no *MEF* e na análise de engenharia do problema prático, deve-se estabelecer uma seqüência básica de etapas para a aplicação do método:

- Pré-processamento → em que, antes de qualquer cálculo a ser efetuado pelo computador, deve-se montar o modelo discretizado da estrutura e, neste, aplicar as condições de contorno;
- Processamento → em que são efetuados os cálculos matriciais para a determinação de deslocamentos, reações de apoio e forças internas nos elementos;
- Pós-processamento → em que são interpretados os resultados numéricos efetuados e a sua coerência com o problema físico estudado e as previsões realizadas.

O esquema da Fig. (16) mostra o que foi exposto acima:

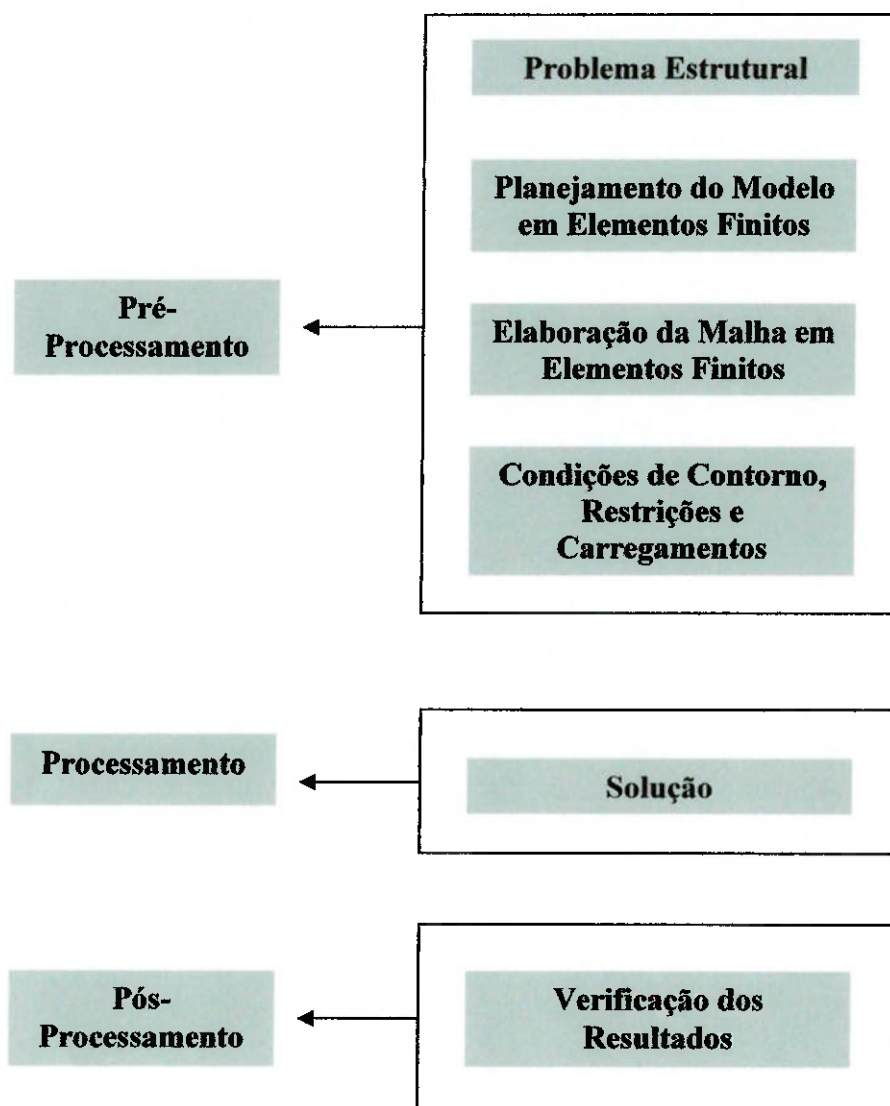


Figura 16 – Seqüência de Ações na Análise de Elementos Finitos



4. Dados para o Projeto

Algumas condições de contorno são mostradas abaixo, conforme especificações de fabricantes e cálculos termodinâmicos realizados pelos envolvidos no projeto:

- O combustível usado para os cálculos aqui presentes é o propano (C_3H_8);
- A relação ar/combustível em massa na entrada do *liner* é 21, e na saída, 60, o que fornece valores de $\Phi = 0,74$ e $\Phi = 0,26$, nestes dois locais respectivamente, e usa-se a Fig. (14) para obter as temperaturas nestes pontos;
- Temperatura de saída da câmara (entrada da turbina): 988,86K;
- Temperatura no combustor (ponto central de ignição): por volta de 1941,63K;
- A temperatura do ar de diluição entre o *liner* e o *casing* pode ser considerada uniforme e igual a 352,5K, e foi obtida considerando compressão isentrópica no compressor;
- A distribuição de temperaturas entre o ignitor e a entrada da turbina será considerada linear;
- A pressão interna absoluta na câmara é de 2atm;
- A vazão mássica de ar é em torno de 0,2kg/s e a de combustível, 0,0033kg/s, obtidas a partir de cálculos termodinâmicos com uma determinada intenção de potência líquida no eixo da turbina (7kW). Por dentro do *liner* passam os 0,0033kg/s de combustível e 0,07kg/s de ar, deixando 0,13kg/s de ar para fora do *liner*, com a função de resfriar os gases de combustão;
- O sistema turbo-compressor tem uma massa de aproximadamente 15kg.



5. Cálculos Teóricos

5.1) Peso Próprio

Como foi explicado no item 3.1.1, o efeito do peso próprio nas tensões da câmara de combustão só será simulado no computador, já que se tem a certeza de que a estrutura se sustente sozinha.

5.2) Pressões Internas

Segundo a Eq. (11), a espessura da parede da câmara que suporta uma pressão interna P é dada por:

$$t = \frac{PR_i}{\sigma_t} \quad (11)$$

Onde:

- $P = 2\text{E}5\text{Pa} \rightarrow$ Pressão absoluta interna;

- $R_i = 40\text{mm} \rightarrow$ Raio interno médio do *casing*;

- $\sigma_t = \frac{\sigma_y}{2} = 125\text{E}8\text{Pa} \rightarrow$ Tensão de escoamento do aço dividida por um fator

de segurança 2.

Logo:

$$t = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{125 \cdot 10^8} = 6,4 \cdot 10^{-4} \text{ mm}$$

Uma pequena espessura já era esperada, pois a pressão de trabalho é muito baixa (pressão absoluta de 2atm).



Isolando a tensão na Eq. (11) e usando a espessura de 2mm, obtém-se o seguinte valor para a tensão esperada no *casing*:

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 40 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 10^{-3}} = 4 \text{ MPa}$$

5.3) Tensões Térmicas

Como já foi dito no capítulo 3.2, o componente que mais sofre com as tensões devidas aos gradientes de temperatura é o *liner*, já que ele contém os gases e a chama de combustão no seu interior, e é cercado pelo ar de diluição, muito mais frio que os gases internos. E estas tensões são muito maiores nos regimes transitórios, logo após a turbina ter sido ligada, já que os gradientes de temperaturas são muito mais expressivos enquanto a câmara de combustão não atinge o equilíbrio térmico em regime permanente.

Assim, para o cálculo das tensões das Eq. (29) e (30) nas condições de equilíbrio térmico, foram estimadas as temperaturas interna e externa do *liner* em dois pontos, início do *liner*, após o *swirl* e no fim do *liner*, antes da turbina. Estes dois pontos serão considerados elementos independentes, ou seja, não sofrem interferência de outros pontos.

$$(\sigma_t)_{r=a} = (\sigma_t)_{r=a} = -\frac{\alpha \cdot E \cdot T_i}{2(1-\nu)} \quad (29)$$

$$(\sigma_t)_{r=b} = (\sigma_t)_{r=b} = \frac{\alpha \cdot E \cdot T_i}{2(1-\nu)} \quad (30)$$

Na verdade, as duas equações acima fornecem os mesmos valores absolutos, porém, a primeira fornece valores de compressão na face interna do *liner*, e a segunda, valores de tração na face externa. Os valores absolutos são iguais, pois a espessura do *liner* foi desprezada frente ao seu comprimento durante o equacionamento, como condição de simplificação.



Com α , coeficiente de dilatação linear, igual a 0,0000117, E , módulo de Young, igual a 200GPa e ν , coeficiente de Poisson, igual a 0,266, têm-se os seguintes valores para σ_r e σ_t na entrada e na saída do *liner*:

$$(\sigma_r)_{r=a=b} = (\sigma_t)_{r=a=b} = \frac{1,17 \cdot 10^{-5} \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot (597,13 - 592,78)}{2 \cdot (1 - 0,266)} = 6,93 \text{MPa}$$

$$(\sigma_r)_{r=a=b} = (\sigma_t)_{r=a=b} = \frac{1,17 \cdot 10^{-5} \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot (441,18 - 439,67)}{2 \cdot (1 - 0,266)} = 2,41 \text{MPa}$$

Nestes dois pontos analisados, as tensões devidas aos gradientes de temperaturas são baixas, fato facilmente explicado pela pequena diferença de temperatura entre as faces externa e interna, já que estes cálculos foram feitos considerando as temperaturas de regime permanente.

Entretanto, se for considerada a condição de que antes da turbina ser ligada, o *liner* encontra-se a aproximadamente 300K, e que a temperatura da parede externa da entrada do *liner* atinja 352,5K devido à compressão do ar, e ainda que a temperatura interna na entrada (onde este gradiente é o maior possível) atinja os 597,13K, então, os valores de σ_r e σ_t passam a ser:

$$(\sigma_r)_{r=a=b} = (\sigma_t)_{r=a=b} = \frac{1,17 \cdot 10^{-5} \cdot 200 \cdot 10^9 \cdot (597,13 - 352,5)}{2 \cdot (1 - 0,266)} = 389,94 \text{MPa}$$

Este valor de tensão, cerca de 56% maior do que a tensão de escoamento do aço (250MPa) pode causar alguns problemas como fluência do *liner* e trincas em regiões onde haja tensões residuais de fabricação ou concentrações de tensão como furos de admissão de ar. O processo de fadiga também pode ser uma causa de falha, já que o sistema será ligado e desligado diversas vezes. Contudo, embora este valor seja muito alto, ele só aparece em pequenos intervalos de tempo, até que o *liner* atinja o equilíbrio térmico. Há, também, o uso do pré-aquecimento na hora de ligar o sistema, por exemplo, com a injeção controlada de combustível, o que diminui os gradientes térmicos no período transiente.



6. Estudo da Malha de Elementos

6.1) Primeiras Considerações

A malha de elementos será gerada com base em alguns conceitos e informações:

- regiões críticas como os flanges e soldas deverão ser discretizados com cuidado, pois são pontos onde a malha deve ser mais refinada a fim de gerar resultados de simulação mais precisos;
- o mesmo pode ser dito de reforços internos nas chapas da câmara, se houver;
- a malha será refinada a fim de não haver elementos com dimensões discrepantes, ou seja, com uma dimensão muito maior que a outra, o que pode gerar erros numéricos de simulação.

A malha de elementos será gerada no *software CATIA V5* para *Windows* da *Dassault Systemes*, a partir de um protótipo virtual modelado no mesmo programa. A análise também será realizada no *CATIA V5*. Este programa trabalha quase que exclusivamente com modelos sólidos, fato que tem a seguinte consequência:

Embora a espessura das chapas de aço seja muito menor do que as outras dimensões da câmara, o que pede elementos de casca (*shell*) para a simulação, o elemento utilizado será o 3D, já que este *software* foi desenvolvido para isso.

6.2) Malhas Iniciais

Tendo em vista o exposto no item anterior, a Fig. (17) representa uma possível malha de elementos para as simulações estáticas da câmara de combustão:



Figura 17 – Malha de Elementos Finitos



Refinando um pouco a malha e o modelo, obteve-se a Fig. (18). Esta malha foi usada na simulação da pressão interna:



Figura 18 – Malha Refinada de Elementos Finitos



Percebe-se da figura acima que a malha é muito mais uniforme e possui muito menos irregularidades nos seus elementos, o que facilita a obtenção de resultados mais precisos.

Já para a simulação do peso próprio do conjunto câmara/estrutura/turbina, usou-se a malha da Fig. (19).

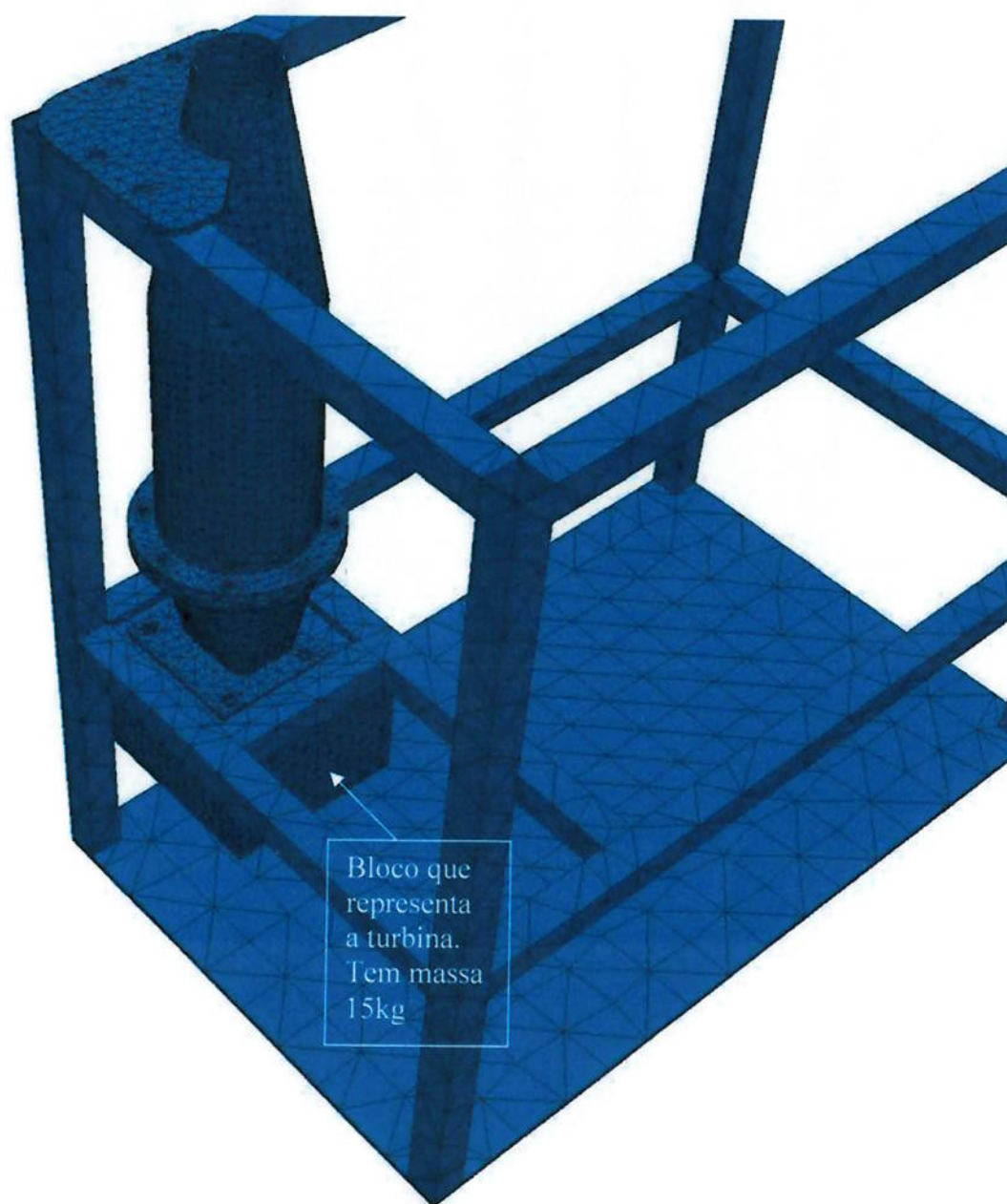


Figura 19 – Elementos Finitos do Conjunto Câmara/Estrutura/Turbina



7. Resultados das Simulações e Comentários

7.1) Simulação do Peso Próprio

Com a malha definida na Fig. (19), foram realizadas as primeiras simulações levando em conta apenas o peso próprio do conjunto. As Figuras (20) e (21) mostram as tensões resultantes:

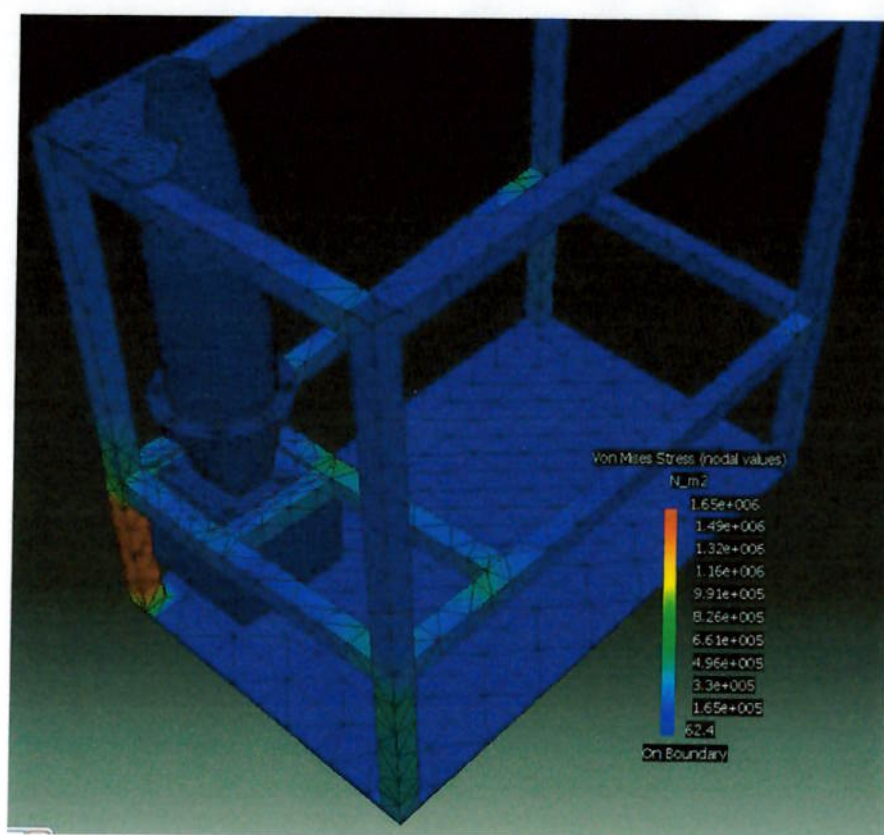


Figura 20 – Tensões Referentes ao Peso Próprio

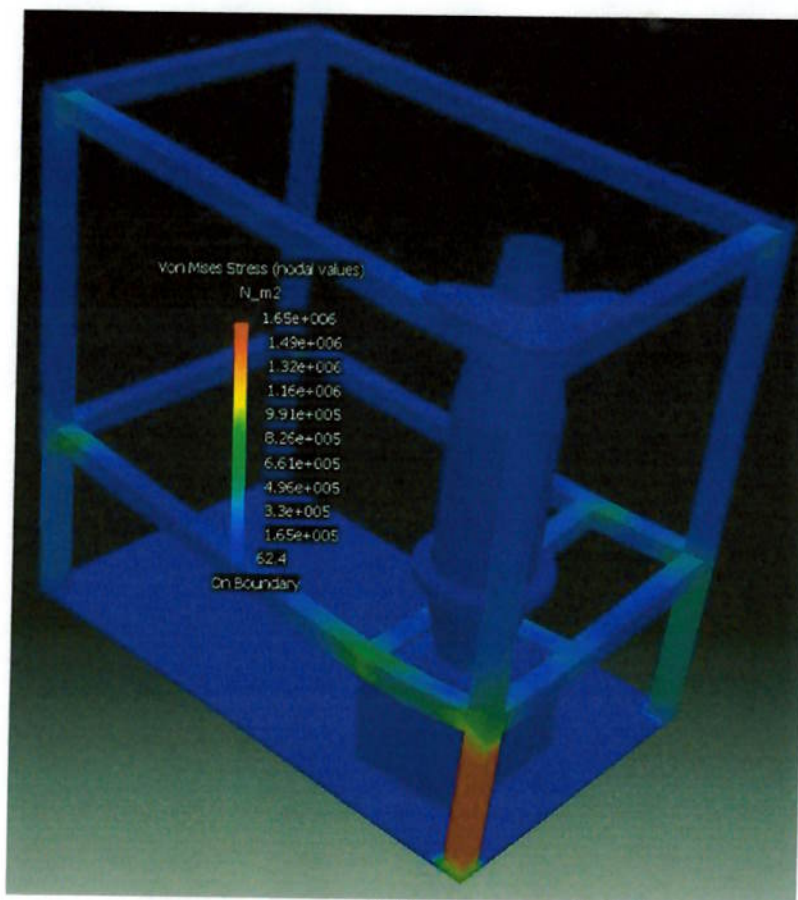


Figura 21 – Tensões Referentes ao Peso Próprio

Como se pode perceber das figuras acima, o ponto de maior solicitação devido ao peso próprio é a perna mais próxima à turbina, que é o componente mais pesado do conjunto (15kg). O maior valor da tensão é de 1,65MPa, muito baixo comparado com a tensão de escoamento do material da estrutura, 250MPa, como já era esperado. Esta solicitação deve-se à flexo-compressão da perna, e é maior devido à proximidade da câmara e da turbina a esta perna.

A Figura (22) mostra os deslocamentos nodais devidos ao peso próprio do sistema:

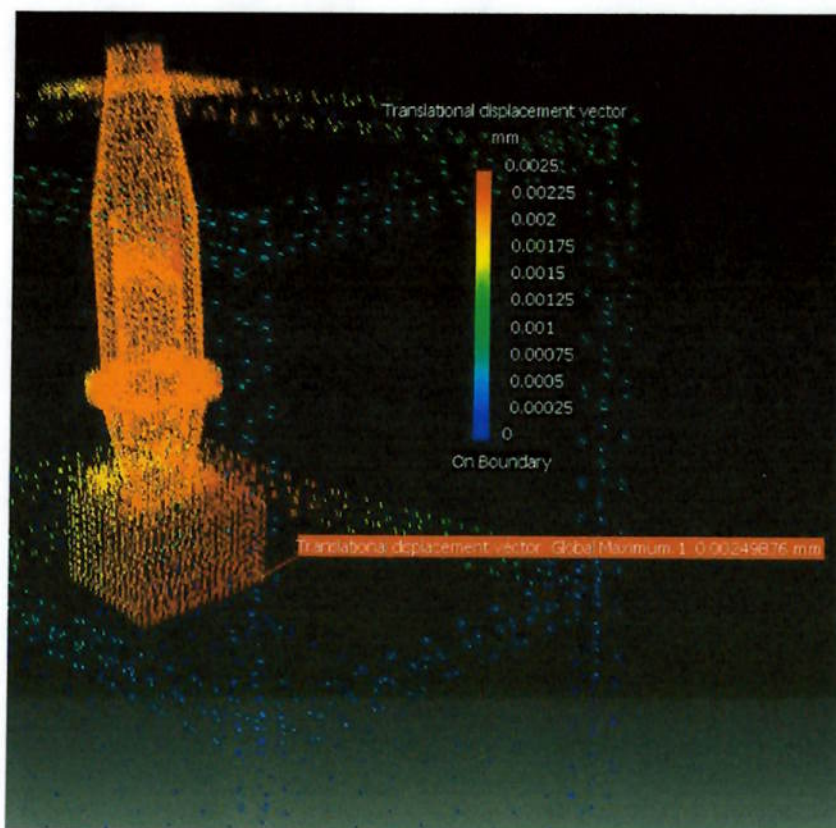


Figura 22 – Deslocamentos Referentes ao Peso Próprio

O ponto que apresenta maior deslocamento é a extremidade do bloco que representa a turbina, com $2,49\mu\text{m}$, ou seja, todos os outros pontos se deslocam menos ainda, fato que comprova a previsão de tensões e deslocamentos muito baixos devidos ao peso próprio.

7.2) Simulação da Pressão Interna

Como a pressão interna só afeta diretamente a câmara de combustão (especificamente a câmara externa), esta simulação levará em conta apenas este componente a fim de poupar recursos computacionais. Novamente, são esperados deslocamentos e tensões muito baixos, já que se trata de uma pressão de trabalho reduzida.



As Figuras (23), (24) e (25) representam as tensões atuantes na câmara de combustão devido à pressão interna de 10^5 Pa.

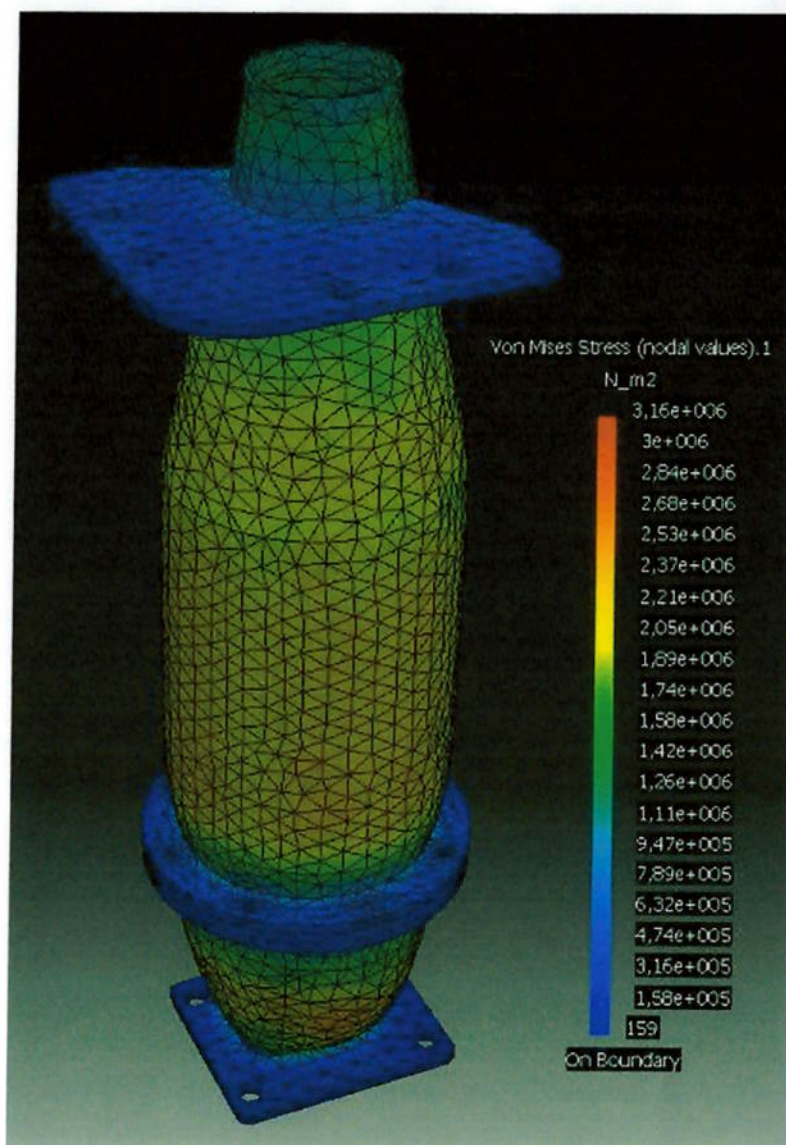


Figura 23 – Tensões Referentes à Pressão Relativa Interna

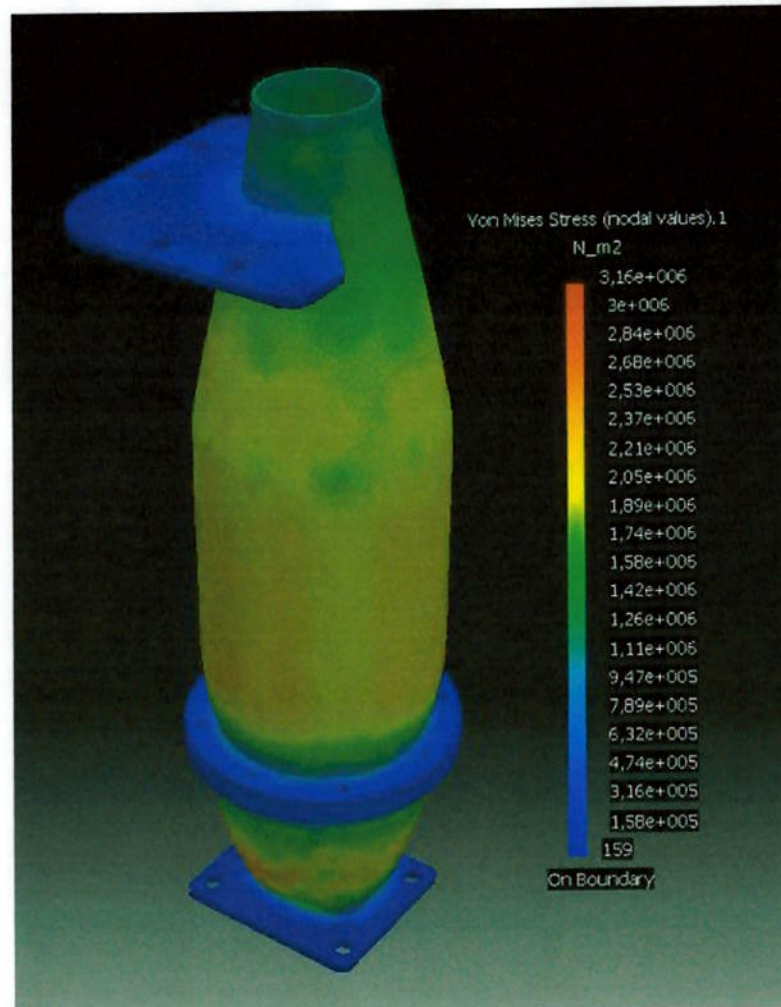


Figura 24 – Tensões Referentes à Pressão Relativa Interna

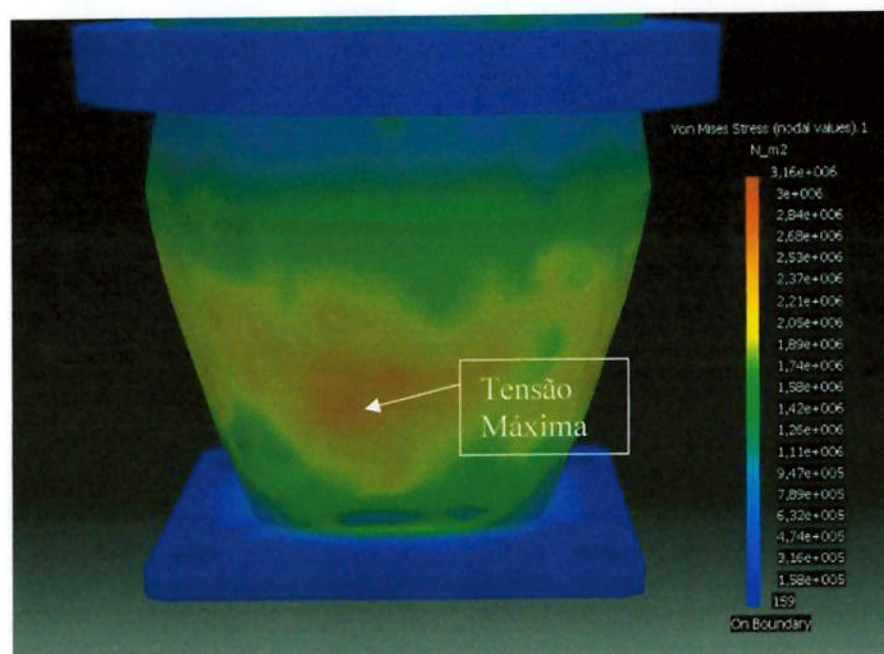


Figura 25 – Tensão Máxima Referente à Pressão Relativa Interna



Pode-se concluir das figuras mostradas anteriormente que o ponto onde há a maior tensão está no bocal que faz a transição da câmara para a turbina e vale 3,16MPa, também um valor muito baixo frente à tensão de escoamento, 250MPa.

A Figura (26) apresenta o ponto de maior deslocamento, que coincide com o de maior tensão:

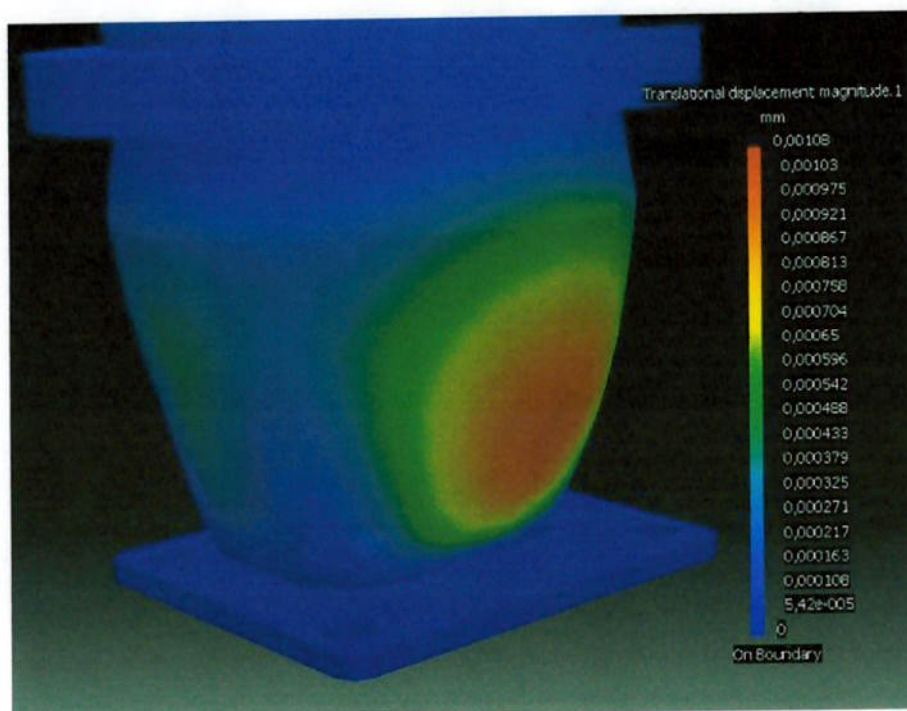


Figura 26 – Deslocamento Máximo Devido à Pressão Relativa Interna

Novamente os deslocamentos são muito pequenos, máximo de 1,08 μ m, como já era previsto, em função da reduzida pressão absoluta de trabalho de 10^5 Pa.



8. Conclusões

Para concluir este trabalho, uma análise de todas as respostas obtidas será realizada, tendo em vista que as previsões feitas foram verificadas.

A primeira previsão feita foi a de que o peso próprio do conjunto câmara/estrutura/turbina não seria responsável por tensões ou deslocamentos que afetem o desempenho estrutural do sistema. A tensão máxima obtida na simulação foi de 1,65MPa muito menor do que a tensão de escoamento, 250MPa. E o deslocamento máximo foi de 2,49 μ m.

Após isso, a pressão interna foi analisada e era previsto que esta carga também não afetaria a integridade estrutural do conjunto, em vista da pressão de trabalho estar em torno de 10^5 Pa. Com isso, a tensão máxima obtida teoricamente foi de 2MPa e a simulação forneceu um valor máximo de 3,16MPa. Esta diferença é facilmente explicada pelo valor de raio médio utilizado na Eq. (11), que foi 40mm. Como o programa utiliza pontos ao longo de todo o componente e não pontos médios, a simulação forneceu resultados mais precisos, embora a ordem de grandeza já houvesse sido estimada.

A questão da temperatura era mais complexa já que envolvia o tempo no equacionamento. Este fator não foi levado em conta totalmente, pela dificuldade que importaria nos cálculos, então a simplificação de que os primeiros instantes são os mais críticos foi adotada, e a maior diferença de temperaturas que seria atingida é de 226,42K (597,13K imediatamente ao lado da parede interna do *liner* menos 352,5K que é a temperatura atingida por causa do ar vindo do compressor). Com isso, a máxima tensão térmica obtida seria de 389,94MPa.

Embora este valor seja muito mais alto do que a tensão de escoamento do aço, 250MPa, ela só aparece em curtos intervalos de tempo, já que, como a condutividade térmica do material é alta (30W/mK), a condição de equilíbrio térmico é rapidamente atingida e as tensões caem drasticamente para a casa de 7MPa.

Como esta alta tensão aparece muitas vezes devido ao liga/desliga da câmara de combustão, um processo de fadiga pode aparecer a longo prazo, bem como trincas



podem surgir em pontos onde haja concentrações de tensão ou tensões residuais (furos de admissão de ar e locais de solda). Embora as temperaturas envolvidas não alcancem a temperatura de fusão do aço inox (em torno de 1450°C , segundo o *site* www.matweb.com), pode haver fluência do *liner* devido às altas temperaturas envolvidas. Estes fatos são previstos e comprovados por especialistas como o autor Lefebvre.

Os carregamentos referentes à temperatura não foram simulados devido a problemas com o programa *CATIA V5*. O manual estava confuso e não deixava claro quais os parâmetros necessários para uma simulação de sucesso, fato que gerou vários resultados absurdos como uma tensão térmica de 5GPa. Foram gerados modelos básicos, onde todos os parâmetros eram totalmente controlados e, mesmo assim, este tipo de resultado apareceu.

Fica aqui a sugestão para um trabalho mais detalhado neste ponto, a questão da influência da temperatura no carregamento estático e cíclico da câmara de combustão. Com dados como nuvem de pontos com suas respectivas temperaturas e tempo para atingir o equilíbrio térmico – informações que estão sendo tratadas pelos outros envolvidos neste projeto coordenado pelo professor Guenther Krieger – uma próxima análise será muito mais realista.



9. Comentários Finais

Em conjunto com o aluno Ulisses Lourenço Filho, o campo de esforços solicitantes no conjunto câmara/estrutura/turbina foi analisado e estudado, tendo em vista que este aluno também realizou seu projeto de formatura em 2005 e fez a análise dinâmica dos esforços provenientes do turbo-compressor.

Assim, daqui para frente, os projetos subseqüentes devem aperfeiçoar estes dois trabalhos para que o sistema funcione o mais perfeitamente possível, previsível e controlado.



10. Lista de Referências

- [1] Cohen, H., Rogers, G. F. C., Saravanamotto, H. I. H. *"Gas Turbine Theory"*, Longman Scientific & Technical, 3ª edição, 1987.
- [2] Oliveira, M. F. *"Simulação do Escoamento no Interior de uma Câmara de Combustão de Turbinas a Gás Utilizando Técnicas de CFD"*, Trabalho de Formatura, POLI, 2002.
- [3] Bednar, H. H. *"Pressure Vessel Design Handbook"*, Second Edition, Nova York, EUA, Van Nostrand Reinhold Company, 1986.
- [4] Filho, Avelino A., *"Elementos Finitos – a Base da Tecnologia CAE"*, Editora Érica, 3ª edição, 2005.
- [5] Lefebvre, A. W. *"Gas Turbine Combustion"*, McGraw-Hill, 1983.
- [6] Donadio, D.L.S. *"Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-Turbina a Gás a partir de Conjunto Turbo-Compressor Pré-Existente"*, Trabalho de Formatura, POLI, 2004.
- [7] Incropera, F.P., De Witt, D.P. *"Fundamentos de Calor e Massa"*, LTC Editora, 5ª Edição, 2002.



11. Bibliografia Recomendada

Timoshenko, S. P., Goodier, J. N. *"Teoria da Elasticidade"*, 3ª Edição, Rio de Janeiro, RJ, Editora Guanabara Dois S.A., 1980.

Ferronato, R. M. *"Simulação Numérica de uma Câmara de Combustão"*, Trabalho de Formatura, POLI, 2000.

Davies, A. J. *"The Finite Element Method: A First Approach"*, Nova York, EUA, Oxford University Press, 1980.

Gallagher, R.H. *"Finite Element Analysis Fundamentals"*, Nova Jersey, EUA, Prentice-Hall INC, 1975.

Telles, P. C. S. *"Vasos de Pressão"*, 2ª Edição, Rio de Janeiro, RJ, Livros Técnicos e Científicos Editora, 1996.

Spence, J., Tooth, A. S. *"Pressure Vessel Design"*, Londres, Inglaterra, E & FN Spon, 1994.

Paper CIT02-0391:

Santos, Fabiano A. dos, Veras, Carlos A. G., Carvalho, Mário O. M. de, *"Projeto e Estudo de Desempenho da Câmara de Combustão de uma Microturbina"*.

Turns, R.S. *"An Introduction to Combustion"*, McGraw-Hill, 2ª Edição, 2000.

Sites Visitados:

<http://asciimation.co.nz/turbine/> - 25/04/05

<http://www.portalgd.com.br> - 26/04/05

<http://www.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=Q304L> - 07/12/2005

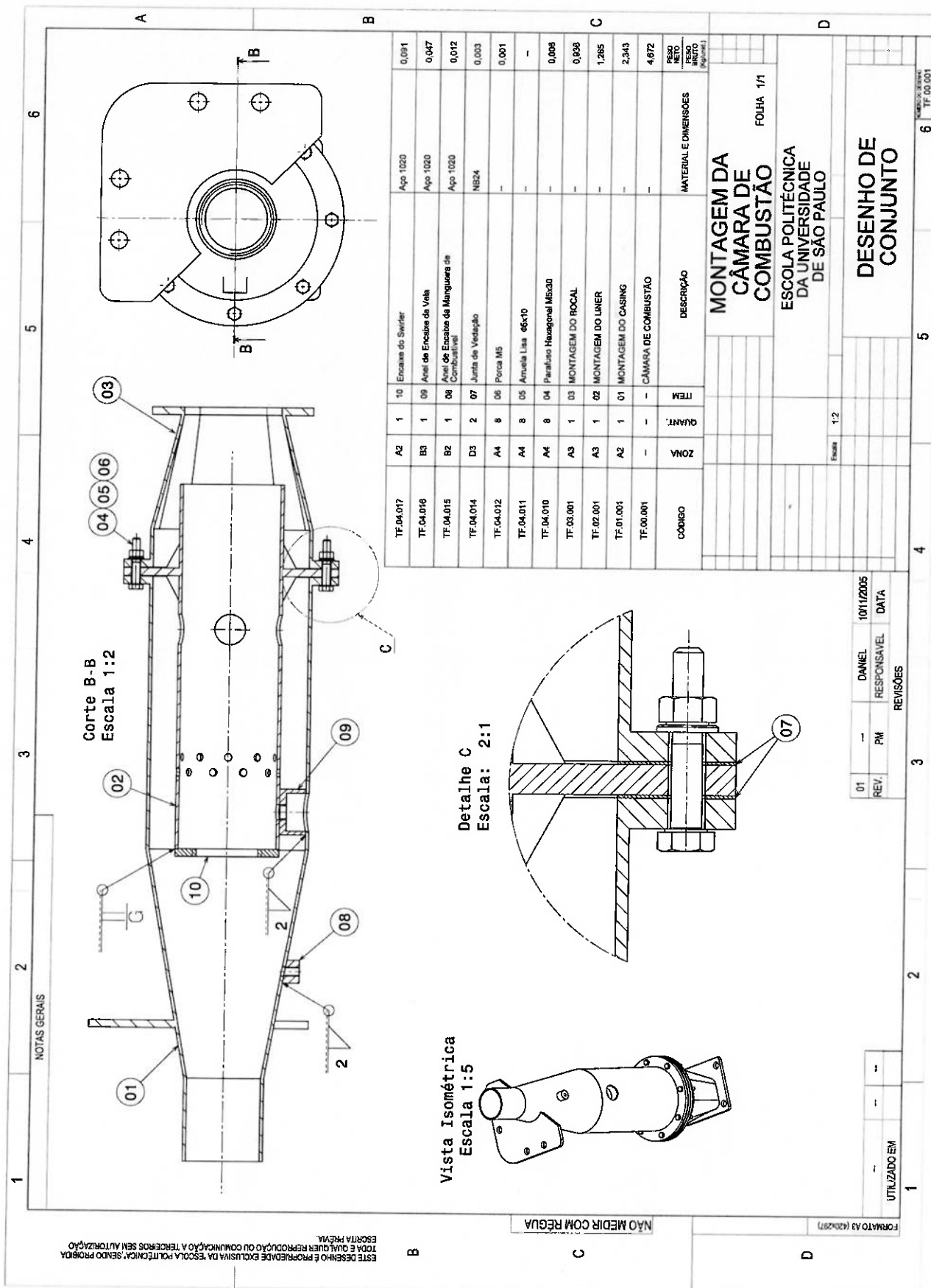


Anexos

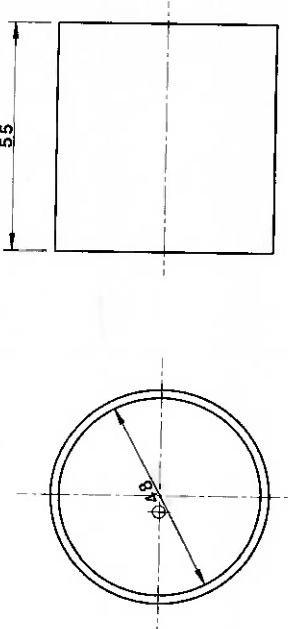


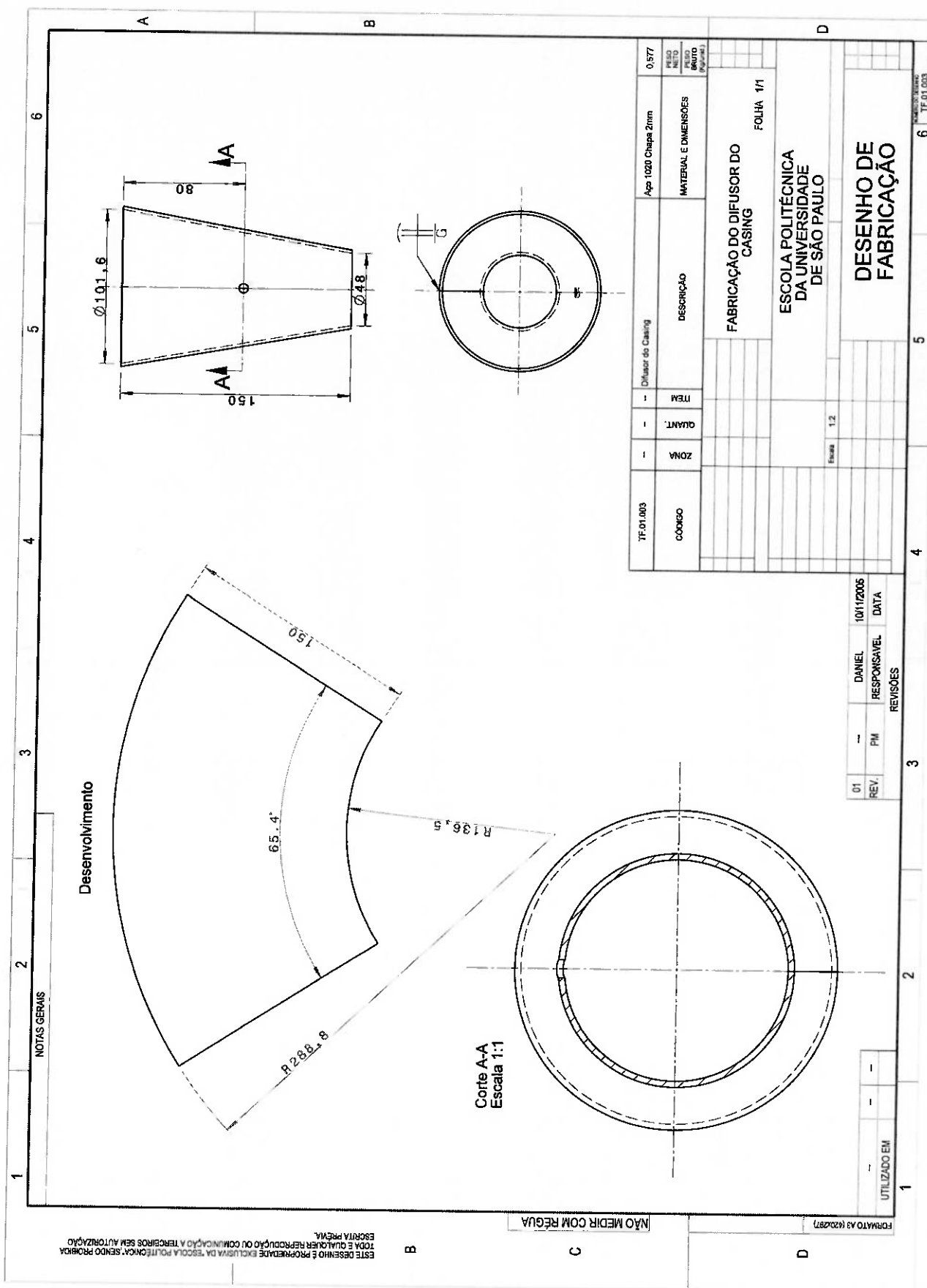
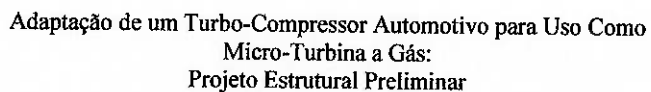
Adaptação de um Turbo-Compressor Automotivo para Uso Como
Micro-Turbina a Gás:
Projeto Estrutural Preliminar

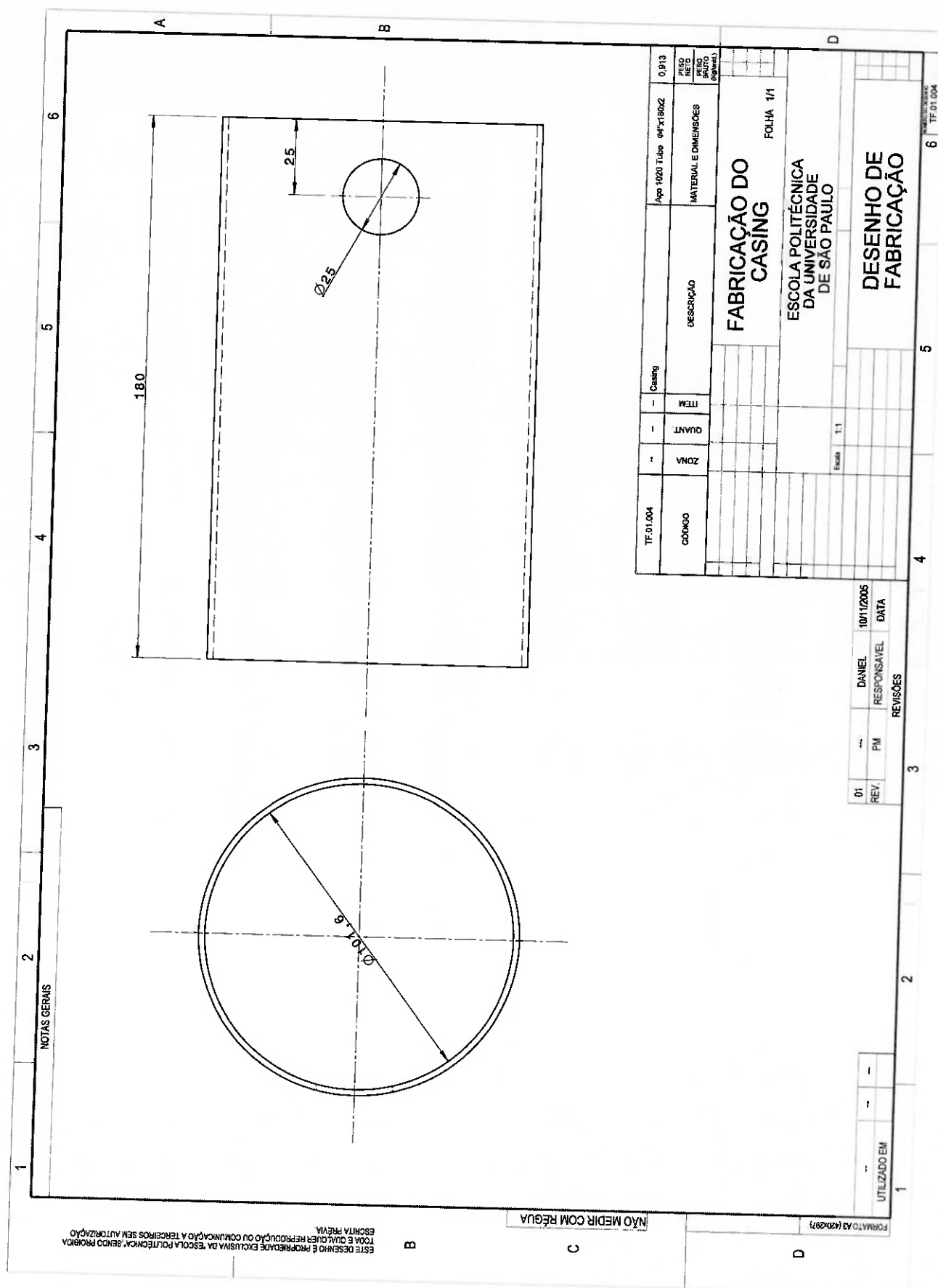
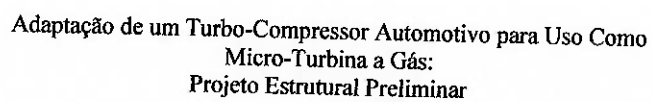
56





1		2		3		4		5		6	
NOTAS GERAIS											
											
ESTE DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA "ESCOLA POLITÉCNICA" SENDO PROIBIDA TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA PREVIA						NÃO MEDIR COM RÉGUA					
B						C					
D						D					
FORMATO A3 (420x297)											
UTILIZADO EM											
REV. 01						DANIEL 10/11/2005					
PM						RESPONSÁVEL					
REVISÕES						DATA					
01						1.1					
TF 01.002						1					
01						01					
Anel da Encaixe com a Mangueira						Agosto 1020 0460552					
CÓDIGO						MATERIAL E DIMENSÕES					
QUANT.						FOLHA 1/1					
ITEM						FABRICAÇÃO DO ANEL DE ENCAIXE COM A MANGUEIRA					
DESCRÇÃO						ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO					
DESENHO DE FABRICAÇÃO											

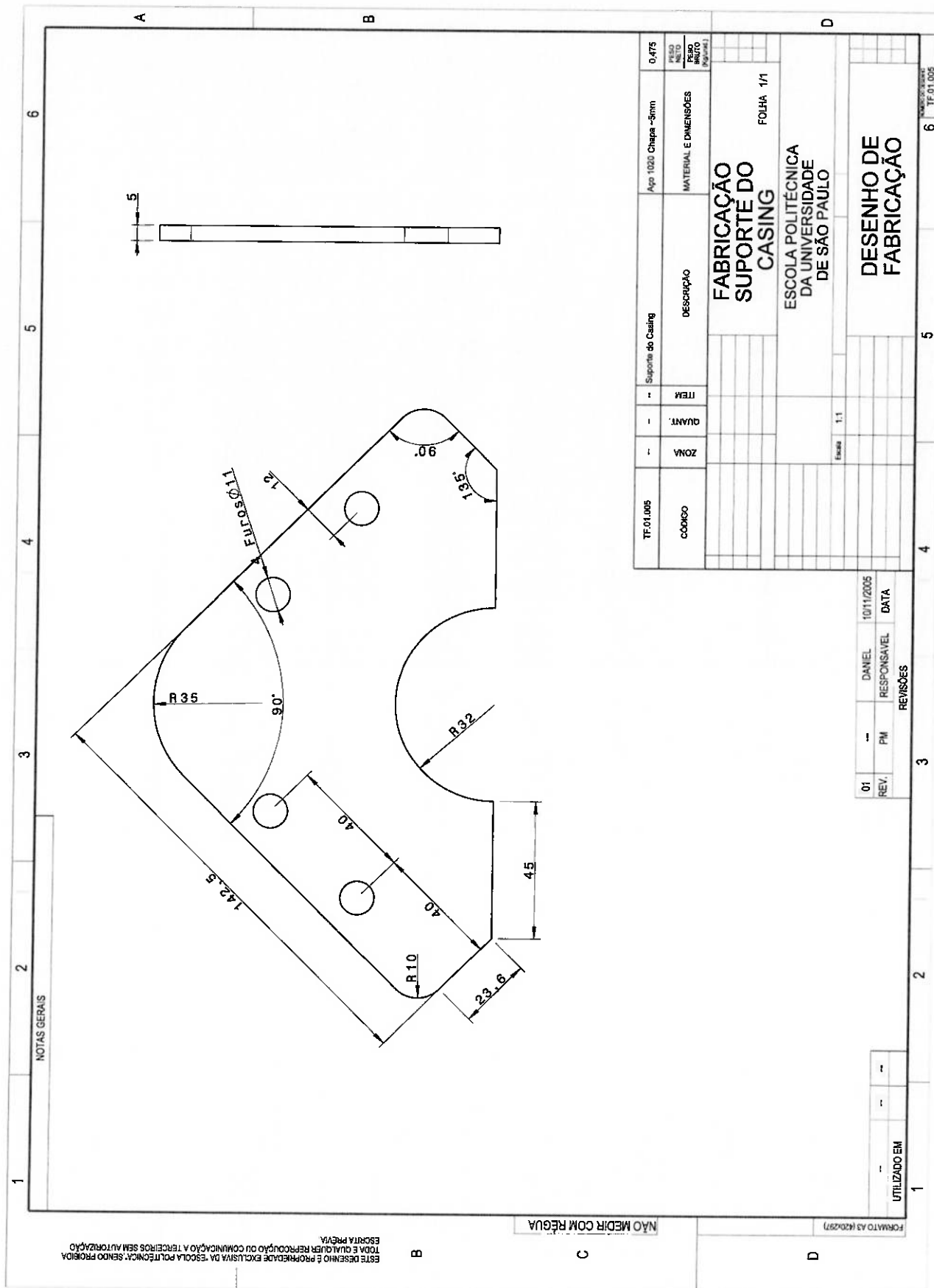


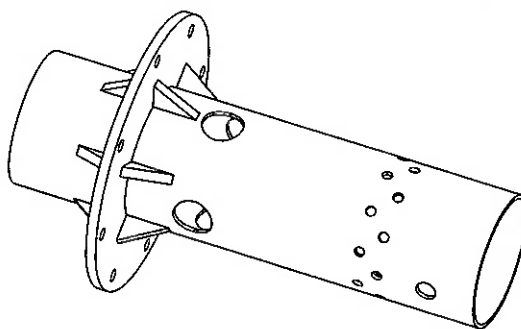
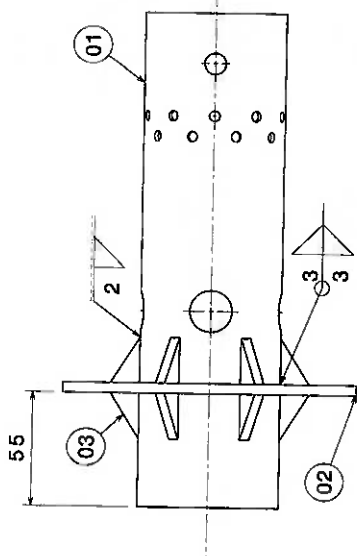
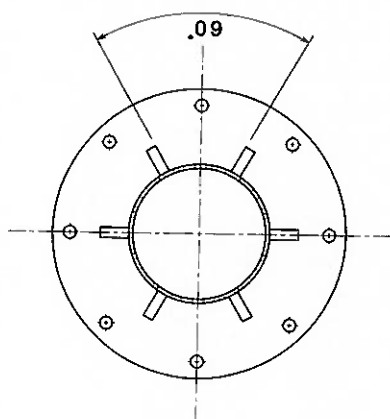




Adaptação de um Turbo-Compressor Automotivo para Uso Como
Micro-Turbina a Gás:
Projeto Estrutural Preliminar

61





Vista Isométrica

[illegible]

MONTAGEM DO LINER

FOLHA 1/1

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

DESENHO DE CONJUNTO

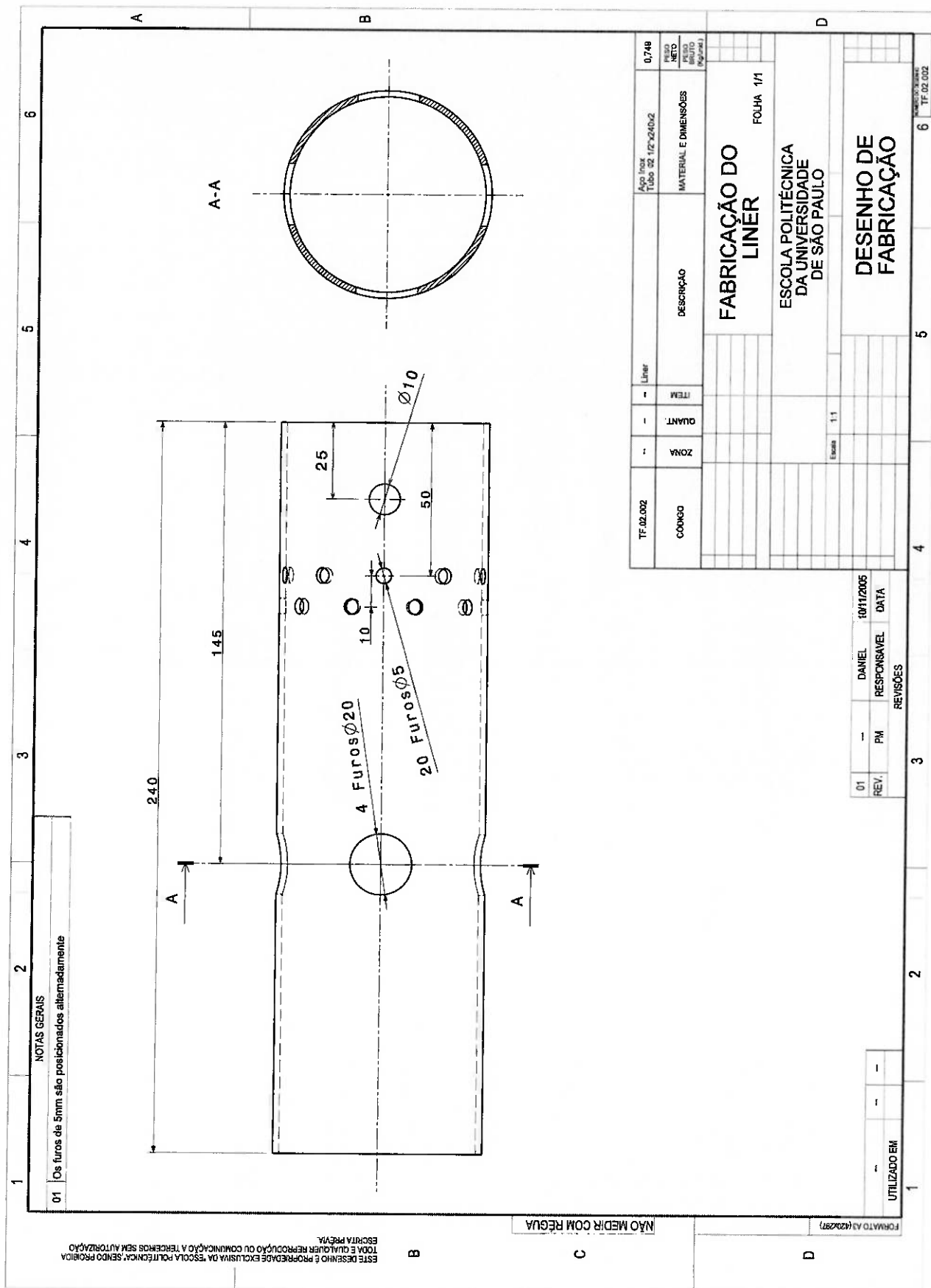
01	-	DANIEL	10/11/2005
REV.	PM	RESPONSÁVEL	DATA

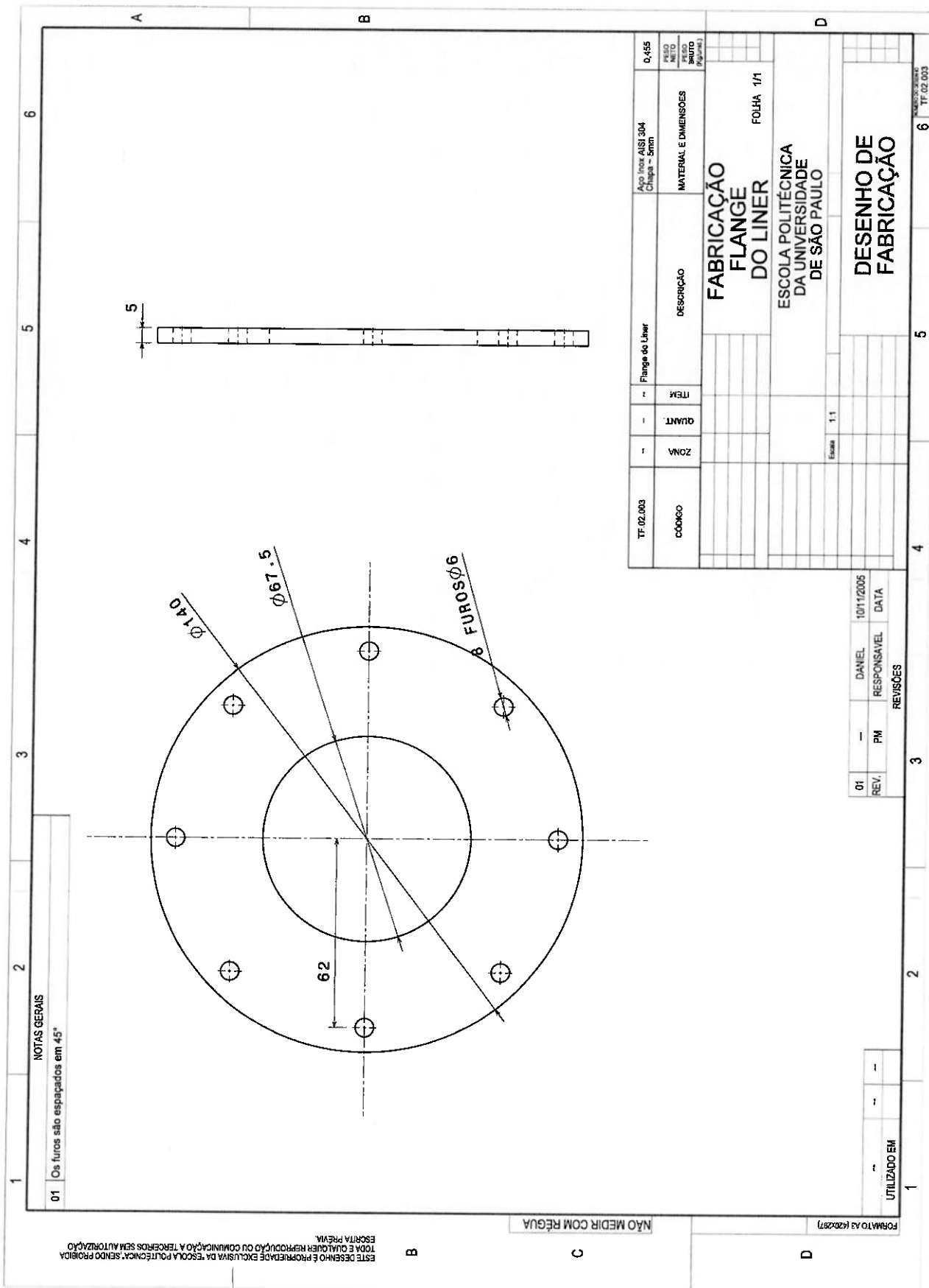
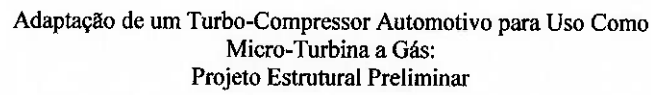
UTILIZADO EM

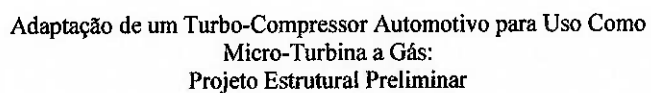
FORMATO A3 (420x297)

NÃO MEDIR COM RÉGUA

ESTE DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA ESCOLA POLITÉCNICA, SENDO PROIBIDA TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA PRÉVIA.



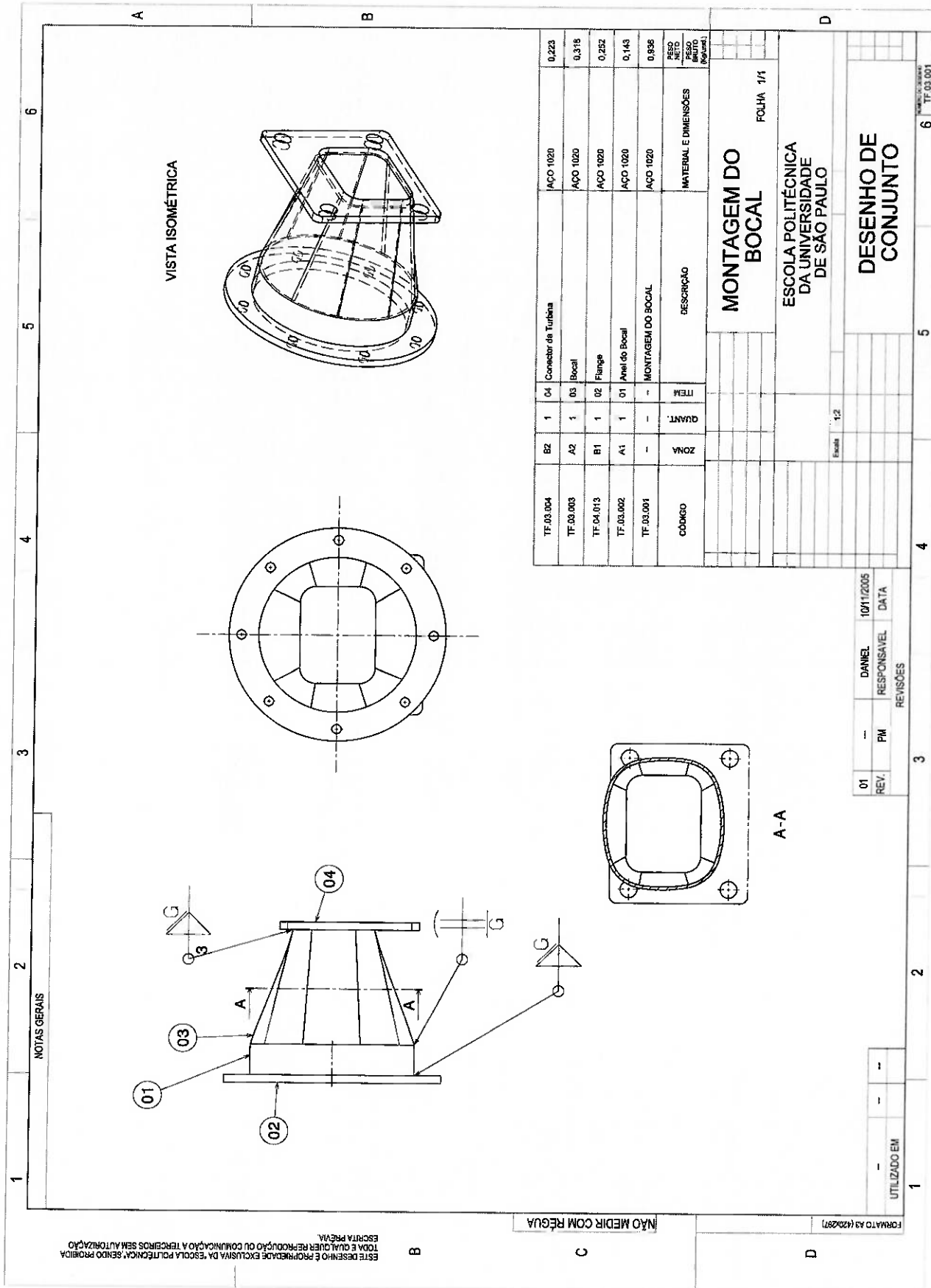


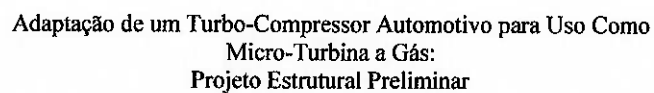


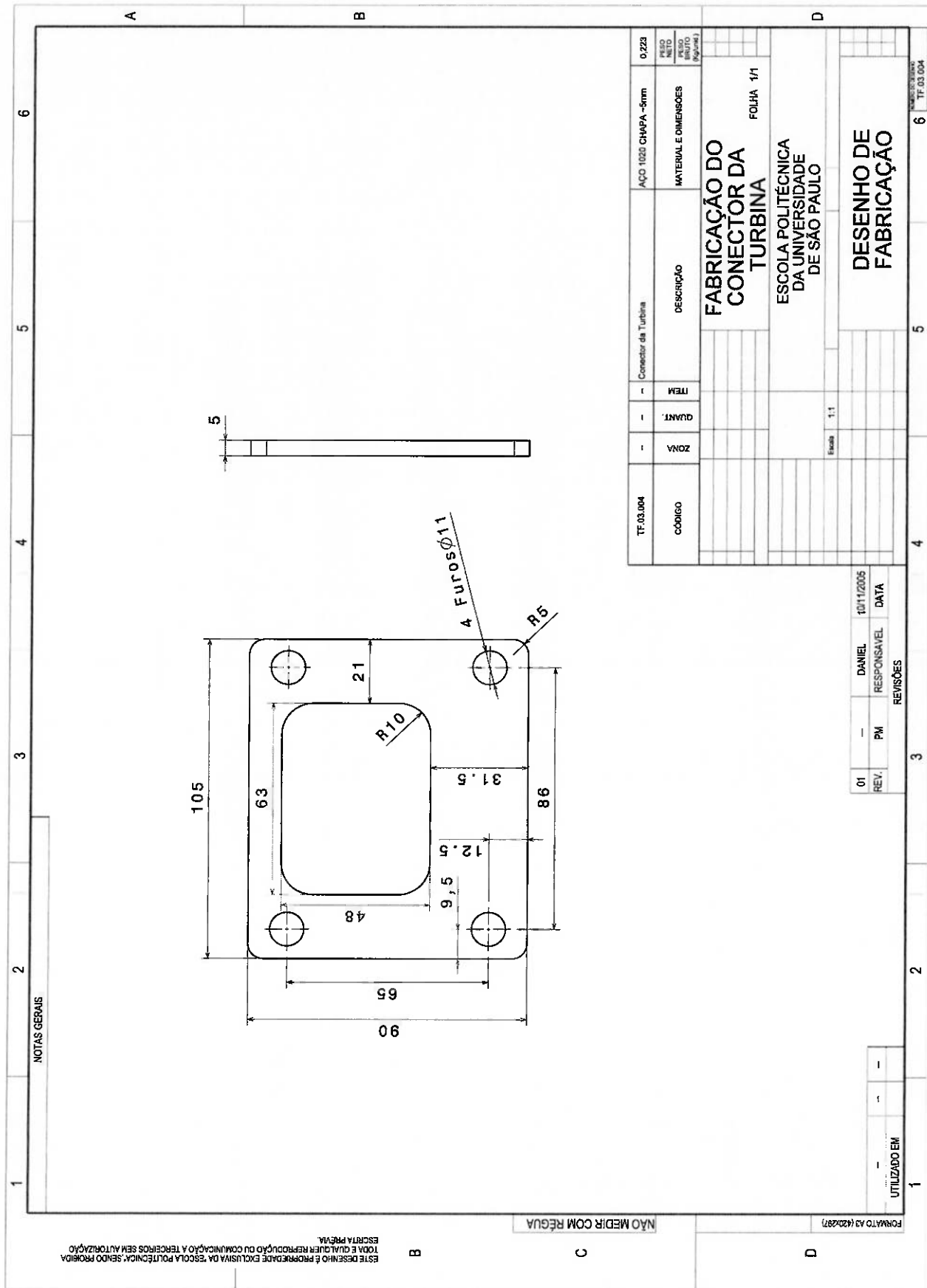


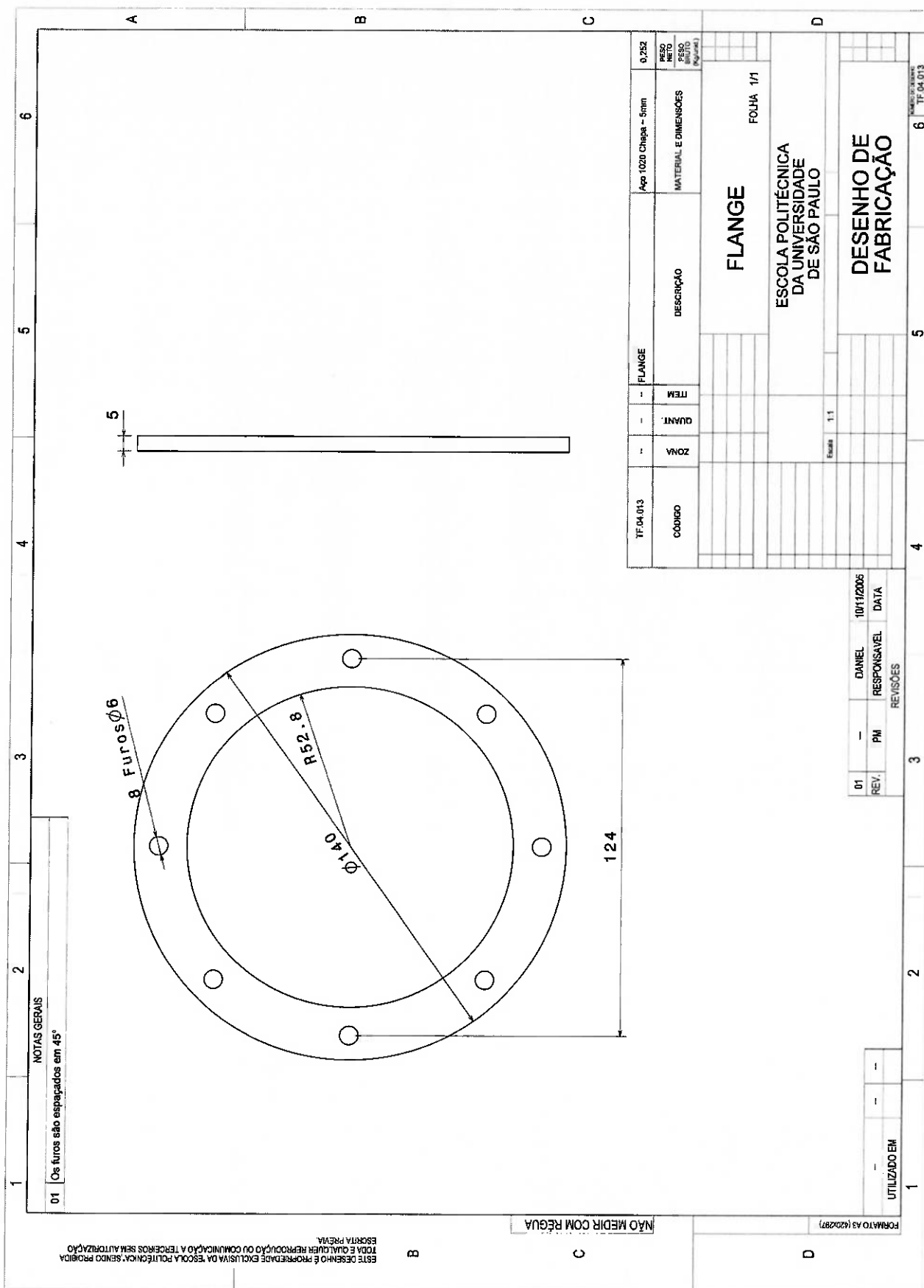
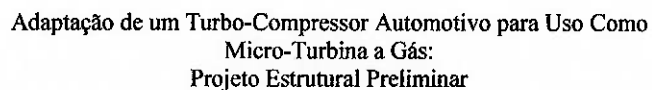
Adaptação de um Turbo-Compressor Automotivo para Uso Como
Micro-Turbina a Gás:
Projeto Estrutural Preliminar

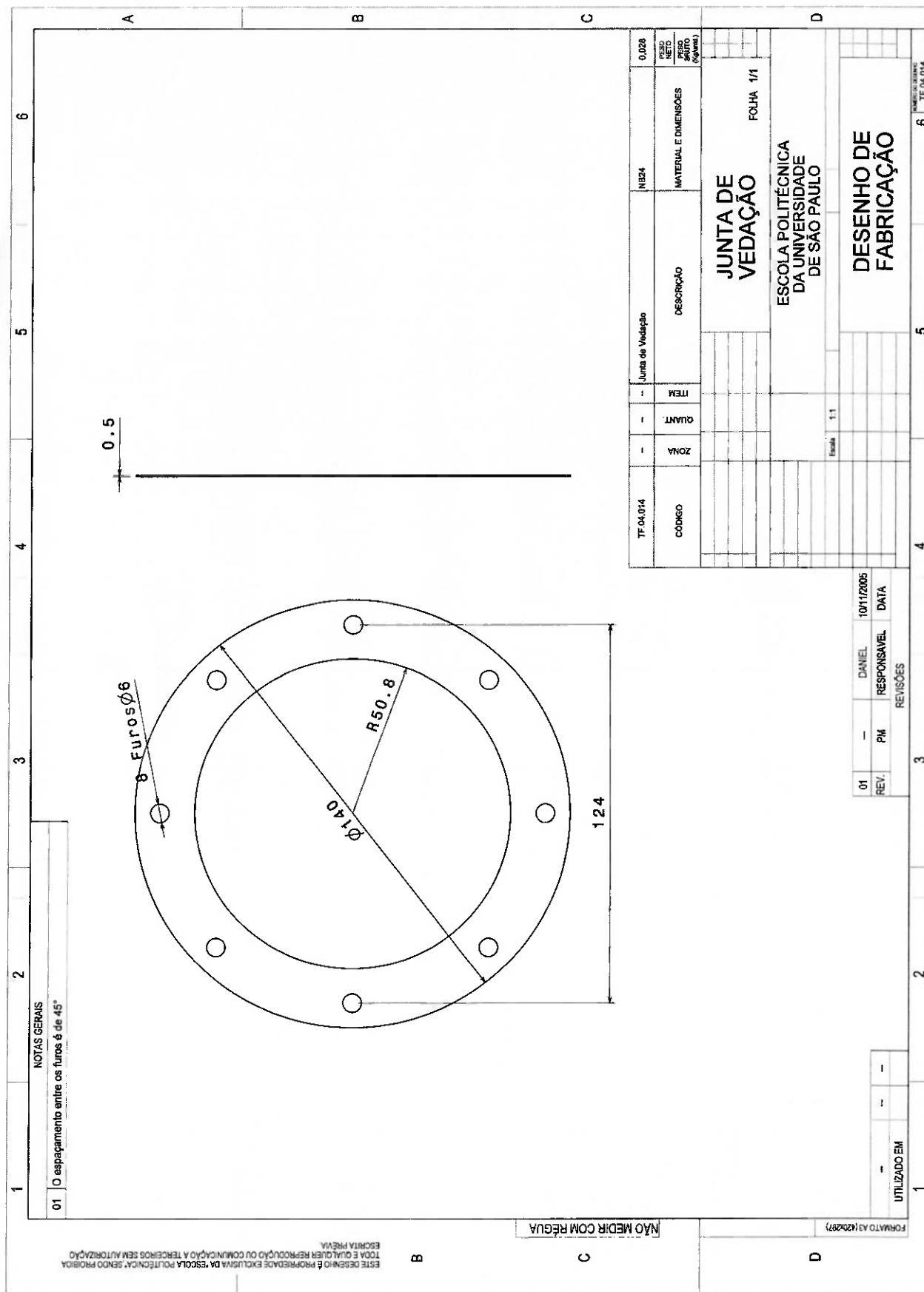
66



[illegible]









Adaptação de um Turbo-Compressor Automotivo para Uso Como
Micro-Turbina a Gás:
Projeto Estrutural Preliminar

72

NOTAS GERAIS

Vista Isométrica
Escala 5:1

ESTE DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA "ESCOLA POLITÉCNICA" SENDO PROIBIDA
TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO
ESCRITA PRÉVIA.

NÃO MEDIR COM RÉGUA

FORMATO A3 (420x297)

UTILIZADO EM

01 REV. PM 10/12/2005

DANIEL RESPONSÁVEL DATA

REVISÕES

1 2 3 4 5 6

A B

10,8

8,2

10,2

ROSÇA M6

0,15

0,012

Apq 1020

ANEL DE ENCAIXE DA MANGUEIRA DE COMBUST.

DESCRÇÃO

MATERIAL E DIMENSÕES

FOLHA 1/1

FABRICAÇÃO DO ANEL DE ENCAIXE DA MANGUEIRA DE COMBUST.

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DESENHO DE FABRICAÇÃO

TF-04.015

CÓDIGO

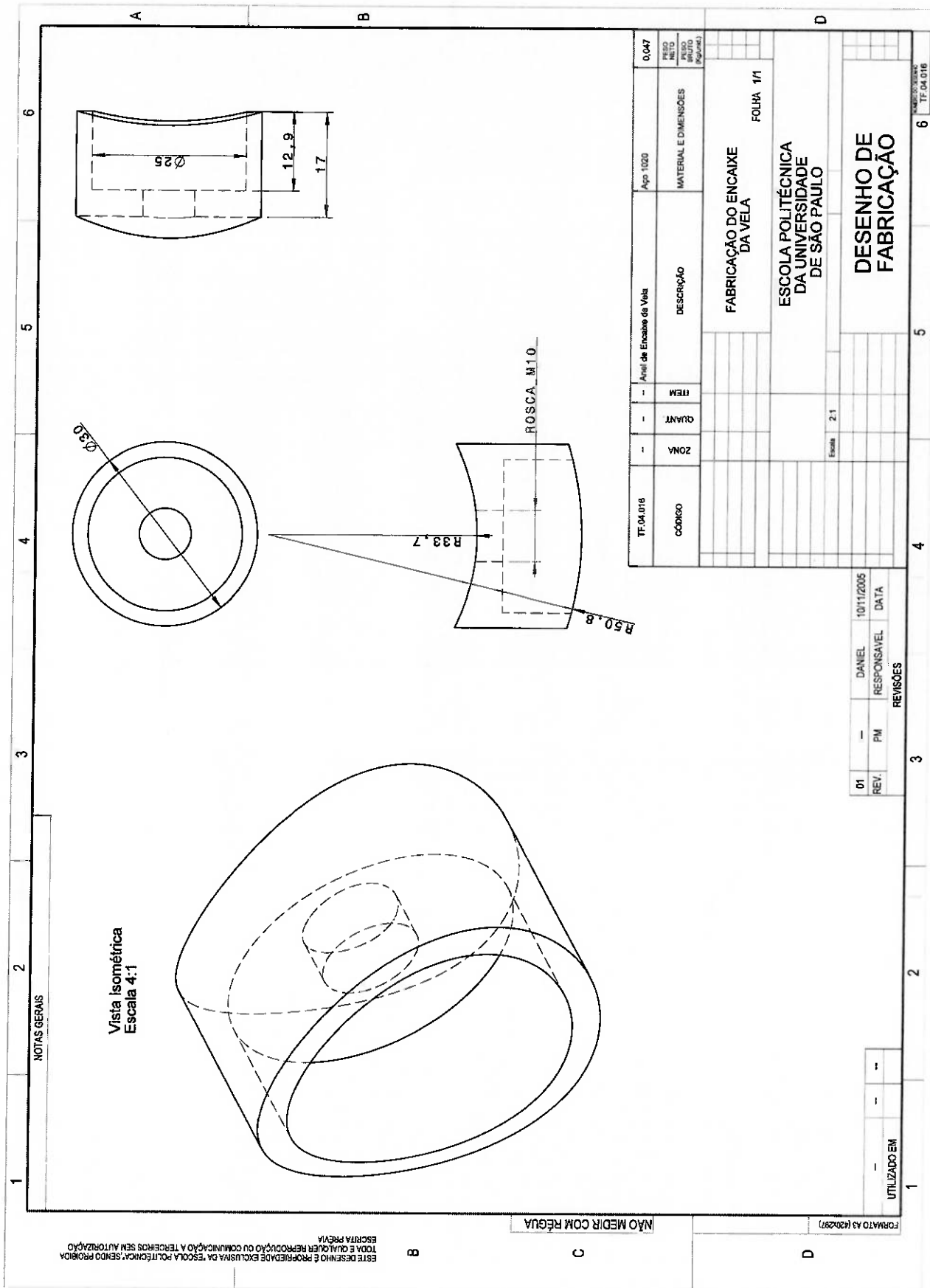
QUANT.

ITEM

ESCALA 4:1

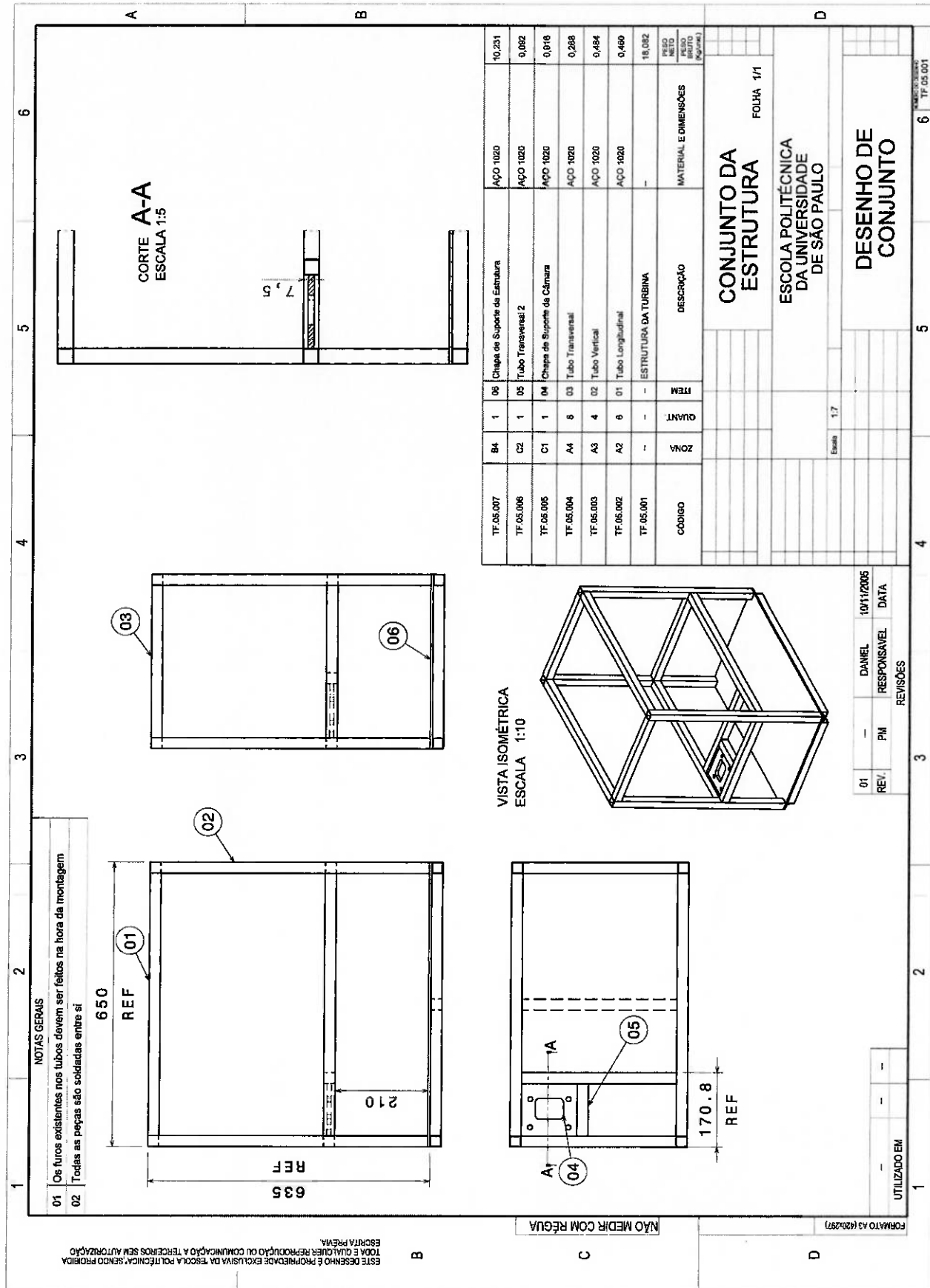
0,012

PESO
NETO
PESO
BRUTO
(Kg=ml)





1		2		3		4		5		6	
NOTAS GERAIS											
ESTE DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA ESCOLA POLITÉCNICA, SENDO PROIBIDA TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA PRÉVIA.						NÃO MEDIR COM RÉGUA					
						FORMATO A3 (420x297)					
ROSCA M45x0.75 5 Ø 67.5						TF-04.017					
						0.091					
ADAPTADOR DO SWIRLER						Apq 1020					
						0.091					
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO						DESCRIÇÃO					
						MATERIAL E DIMENSÕES					
DESENHO DE FABRICAÇÃO						ITEM					
						QUANT					
1:1						ESCALA					
						1:1					
REV. 01						RESPONSÁVEL					
						DATA					
UTILIZADO EM						10/11/2005					
						10/11/2005					
1						6					
						TF 00.001					





NOTAS GERAIS

599.2

1

2

3

4

5

6

A

B

C

D

FORMATO A3 (420x297)

NÃO MEDIR COM RÉGUA

ESSE DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA "ESCOLA POLITÉCNICA" SENDO PROIBIDA
TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO
ESCRITA PRÉVIA.

UTILIZADO EM

1

2

3

4

5

6

01

REV.

PM

DANIEL

RESPONSÁVEL

10/11/2006

DATA

REVISÕES

1.2

Escala

TUBO LONGITUDINAL

FOLHA 1/1

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

DESENHO DE
FABRICAÇÃO

TF.05.002

CÓDIGO

ZONA

QUANT.

ITEM

Descrição

Agro 1020 Tubo 1/1"

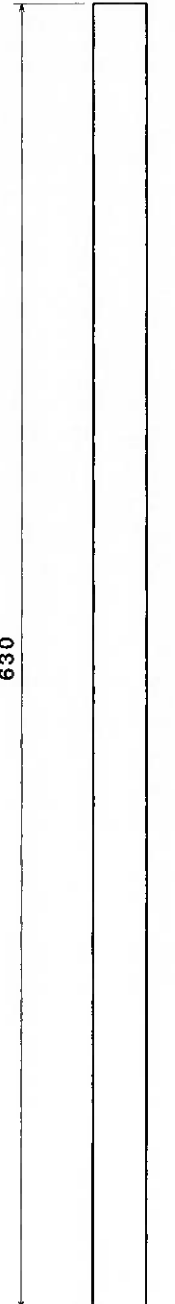
0.460

PESO
NETO

PESO
BRUTO

PESO
LÍQUIDO



1		2		3		4		5		6	
NOTAS GERAIS											
											
ESTÉ DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA ESCOLA POLITÉCNICA, SENDO PROIBIDA TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA PRÉVIA.											
NÃO MEDIR COM RÉGUA											
FORMATO A3 (420x297)											
UTILIZADO EM											
REV. 01											
PM											
DANIEL											
10/11/2005											
REVISÕES											
DATA											
RESPONSÁVEL											
REV.											
01											
TF 05.003											
Tubo Vertical											
Apó 1020 Tubo 1/1"											
0,484											
PESO NETO											
PESO BRUTO											
MATERIAL E DIMENSÕES											
DESCRÇÃO											
ITEM											
QUANT.											
ZONA											
Escala 1:2											
FOLHA 1/1											
TUBO VERTICAL											
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO											
DESENHO DE FABRICAÇÃO											
TF 05.003											



1		2		3		4		5		6	
NOTAS GERAIS											
ESTE DESENHO É PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA "ESCOLA POLITÉCNICA" SENDO PROIBIDA TODA E QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO ESCRITA PRÉVIA.											
NÃO MEDIR COM RÉGUA											
FORMATO A3 (420x297)											
UTILIZADO EM											
REV. 01											
PM											
DANIEL											
10/11/2005											
DATA											
REVISÕES											
RESPONSÁVEL											
01											
10/11/2005											
DATA											
DESENHO DE FABRICAÇÃO											
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO											
TUBO TRANSVERSAL FOLHA 1/1											
MATERIAL E DIMENSÕES											
Apq 1020 Tubo 1/1"											
0,268											
PESO											
NETO											
BRUTO											
(kg/mm²)											
ITEM											
QUANT.											
ZONA											
TF 05.004											
Tubo Longitudinal											
1 2											
349.2											
1											
2											
3											
4											
5											
6											

