

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**ADAPTAÇÃO DE UM TURBO-COMPRESSOR AUTOMOTIVO PARA USO EM
MICROTURBINA A GÁS - ESTUDO ESTRUTURAL PRELIMINAR**

Trabalho de Formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Ulisses Lourenço Filho

Orientador: Demetrio Cornilius Zachariadis

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2005

Vito - 15/12/2005
Ulisses Lourenço Filho
Demetrio C. Zachariadis

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

**ADAPTAÇÃO DE UM TURBO-COMPRESSOR AUTOMOTIVO PARA USO EM
MICROTURBINA A GÁS - ESTUDO ESTRUTURAL PRELIMINAR**

Ulisses Lourenço Filho

FICHA CATALÓGICA

Ulisses Lourenço Filho, Ulisses
Adaptação de um turbo-compressor automotivo para uso
com a micro-turbina a gás: projeto estrutural preliminar. U
Lourenço Filho -- São Paulo, 2005.

São Paulo

2005

Ulisses Lourenço Filho, São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica,
São Paulo, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.
Mecânica II.

TF-05
L 374a

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600011113

FICHA CATALOGRÁFICA

2305983

Lourenço Filho, Ulisses

Adaptação de um turbo-compressor automotivo para uso
com o micro-turbina a gás: projeto estrutural preliminar / U.
Lourenço Filho. -- São Paulo, 2005.

100 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade
de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Engenharia térmica 2.Turbinas a gás I.Universidade de
São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia
Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter me conduzido até esse ponto por caminhos tão abençoados. Agradeço também a meus pais e família pelo amor e compreensão que sempre dedicaram a mim. aos professores Demetrio e Guenther pelas valiosas ajuda e orientação prestadas durante a condução de todo o trabalho.

"Porque Deus amou o mundo de tal maneira que deu o seu Filho unigênito, para que todo aquele que nele crê não pereça, mas tenha a vida eterna. Porque Deus enviou o seu Filho ao mundo não para que condenasse o mundo, mas para que o mundo fosse salvo por ele. Quem crê nele não é condenado; mas quem não crê já está condenado, porquanto não crê no nome do unigênito Filho de Deus" (Jo 3-16,17,18)

ABSTRACT

Within the context of the conception of a gas microturbine of low cost to Distributed Power Generation, the current Graduation Dissertation presents, basically, the activities carried out to develop a turbo-charger based microturbine. Hereby are presented some aspects regarding conventional microturbines and automotive turbo-chargers and, mainly, studies carried out to develop a combustion chamber to equip such microturbine. The current text presents constructive aspects of the microturbine and, mainly, of its combustion chamber. Additionally, it presents the Modal Analysis and Frequency Response simulations developed in order to study and foresee the vibration phenomena due the turbo-charger rotor residual unbalancing. The current Graduation Dissertation was carried out in partnership with the student Daniel Stevanato Pavon who dedicated himself to study the static and thermal loads, so that both works complement one another.

RESUMO

No contexto de concepção de uma microturbina a gás de custo reduzido para Geração Distribuída de energia, o presente Trabalho de Formatura apresenta, em linhas gerais, os esforços empreendidos para a concepção de uma microturbina construída a partir de um turbo-compressor automotivo. Nele são apresentados alguns aspectos referentes a microturbinas convencionais, à operação de turbo-compressores automotivos e, principalmente, os estudos realizados para o desenvolvimento de uma câmara de combustão para a microturbina em questão. Este texto apresenta os aspectos construtivos da microturbina e, principalmente, de sua câmara de combustão. Apresenta também as simulações de análise modal e resposta em frequência desenvolvidas com o objetivo de estudar e prever os fenômenos de vibração do conjunto que se devem à influência do desbalanceamento residual do rotor do turbo-compressor. O presente Trabalho foi desenvolvido em parceria com o formando Daniel Stevanato Pavon, que se dedicou a estudar os carregamentos estáticos e termo-mecânicos envolvidos, de tal forma que os dois trabalho são complementares entre si.

LISTA DE FIGURAS

Fig.2.1: cenário da participação mundial da GD

Fig.2.2: rede de distribuição com GD e GC

Fig.3.1: microturbina comercial típica (Capstone Microturbines)

Fig.3.2: esquema de microturbina com eixo único

Fig.3.3: turbo-compressor automotivo

Fig. 3.4: comparação do custo (U\$/kW) de algumas fontes de GD

Fig.4.1: compressão do ar em motores “supercharger”

Fig.4.2: turbo-compressor em motor

Fig.4.3: admissão e liberação de ar e gases de combustão

Fig.4.4: esquema de turbo-compressor em corte

Fig.4.5: mapa de operação de um compressor

Fig.4.6: mapa de operação de turbina

Fig.4.7: turbo-compressor com Wastegate e by-pass

Fig.4.8: VGT (Variable Geometry Turbine)

Fig.4.9: paletas do sistema VGT

Fig.4.10: turbo-compressor em corte

Fig.4.11: turbo-compressor com sistema de arrefecimento por água

Fig.5.1: posicionamento do motor entre o compressor e a turbina

Fig.5.2: microturbina com turbo-compressor

Fig.5.3: sistema de redução e transmissão

Fig.5.4: arranjo geral da microturbina

Fig. 5.5: freio de Prony para medição do torque da microturbina

Fig.5.6: mapa do compressor do K27.2

Fig.5.7: mapa da turbina do K27.2

Fig. 5.8: esquema de transmissão e freio de Prony

Fig. 5.9: diagrama de momento torsor

Fig. 5.10: gráfico de torque no eixo do turbo-compressor

Fig. 5.11: dimensões básicas da câmara de combustão (medidas em mm)

Fig. 5.12: gerador de vorticidade (swirler)

Fig. 5.13: esquema de operação da câmara de combustão

Fig. 5.14: vista explodida da câmara de combustão.

- Fig. 5.15: vista explodida e suporte da microturbina
- Fig. 5.16: detalhe do flange do turbo-compressor K27.2
- Fig. 5.17: resposta em freqüência para sistema massa-mola com 1 grau de liberdade
- Fig. 5.18: microturbina montada (sistemas auxiliares não mostrados)
- Fig. 5.19: modelo utilizado nas simulações
- Fig. 5.20: malha com 26640 elementos
- Fig. 5.21: primeira (791,8 Hz) e segunda (831,1 Hz) freqüências naturais
- Fig. 5.22: terceira (1258,6 Hz) e quarta (1395,3 Hz) freqüências naturais
- Fig. 5.23: modelo da câmara de combustão com turbo-compressor
- Fig. 5.24: tensões (von misses) sob carga estática total de 200 N
- Fig. 5.25: deslocamentos X, Y e Z para o liner, cone de saída e casing
- Fig. 5.26: resposta em freqüência (1100 Hz)
- Fig. 5.27: resposta em freqüência (800 Hz)
- Fig. 5.28: resposta em freqüência (1300 Hz)

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1: Estimativas de custo (U\$/kW) de microturbinas típicas CHP (2003)

Tabela 5.1: convergência dos resultados

Tabela 5.2: Graus de qualidade de balanceamento para vários grupos de motores rígidos representativos

Tabela 5.3: resposta em freqüência

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

1. INTRODUÇÃO	1
2. GERAÇÃO DISTRIBUÍDA	3
3. MICROTURBINAS	6
3.1. Conceituação e aplicação	6
3.2. Princípio de operação	8
3.3. Principais componentes	9
3.3.1. Sistema turbo-compressor	9
3.3.2. Recuperadores	11
3.3.3. Mancais	12
3.3.4. Geradores	13
3.3.5. Aspectos de custo de microturbinas	14
4. TURBO-COMPRESSORES AUTOMOTIVOS	16
4.1. História	16
4.2. Princípio de funcionamento	17
4.3. Componentes	19
4.3.1. Compressor	19
4.3.2. Turbina	22
4.3.3. Sistemas de controle de boost	24
4.3.4. Mancais	26
5. MICROTURBINA A GAS A PARTIR DE TURBO-COMPRESSOR AUTOMOTIVO	29
5.1. Motivação	29
5.2. Aplicação de turbo-compressor em microturbina	31
5.3. Características técnicas do projeto	36
5.4. Cálculos de verificação do eixo do turbo-compressor	39
5.5. Projeto e estudos da câmara de combustão	43
5.5.1. Introdução	43
5.5.2. Estrutura da câmara de combustão	47
5.5.3. Modelagem do sistema	51
5.5.4. Análise Modal	56
5.5.5. Estudo de resposta em frequência	61
6. CONCLUSÕES	68
APÊNDICE A – Capstone Microturbine C60	72
APÊNDICE B – Desenhos da câmara de combustão	73

1. INTRODUÇÃO

O aumento da demanda mundial por energia nos últimos anos não tem sido adequadamente acompanhada por um aumento na oferta, o que tem trazido à tona uma discussão que até alguns anos atrás não ocupava um papel de tanto destaque. A grande questão é como aumentar a disponibilidade de energia sem investir nos “mega-projetos” que geralmente localizam-se distantes dos centros consumidores e exigem uma ampla e complexa rede de transmissão e distribuição. A resposta parece estar no Sistema de Geração Distribuída (GD) que, basicamente, consiste em gerar energia próximo dos locais de consumo para abastecimento próprio e com possível venda de excedente para a rede. O Capítulo 2 do presente Trabalho de Formatura apresenta as principais vantagens proporcionadas por este tipo de sistema de geração de crescente importância em todo o mundo nos últimos anos.

No contexto da GD, microturbinas são uma competativa alternativa e ocupam uma posição de destaque por algumas particularidades apresentadas por elas. A tecnologia empregada na fabricação de microturbinas já atingiu escala comercial e algumas empresas, como a Capstone Microturbines, já oferecem linhas de equipamentos ao mercado de GD. O principal entrave à popularização das microturbinas ainda é o preço desse tipo de equipamento que muitas vezes desmotiva potenciais investidores. No Capítulo 3 são apresentados conceitos relativos à operação de microturbinas, assim como estimativas de custo desses equipamentos para utilização em CHP (Combined Heat and Power).

No Capítulo 5, como alternativa para redução de custo em microturbinas e também como parte de um projeto mais amplo que envolve alunos e docentes da Escola Politécnica, a utilização de um turbo-compressor automotivo acoplado a uma câmara de combustão é apresentada e discutida. No Capítulo 4, apresentam-se informações sobre o funcionamento de turbo-compressores automotivos e de alguns de seus principais componentes e sistemas. O estudo foi desenvolvido com o intuito de verificar a viabilidade de adaptação desse tipo de equipamento para operação em microturbinas.

O foco do trabalho, entretanto, é realizar, em complementação a outro Trabalho de Formatura, o projeto básico estrutural da microturbina constituído por turbo-compressor, câmara de combustão e quadro de suporte de todos os componentes. Este trabalho de Formatura, assim como o trabalho do formando Daniel Stevanato Pavon, apresentam etapas do projeto e os cálculos preliminares que foram realizados com o intuito de garantir o funcionamento eficiente e seguro da microturbina. O presente texto, especificamente, aborda os aspectos dinâmicos do

projeto estrutural, deixando os aspectos estáticos e termo-mecânicos para o outro trabalho mencionado. No estudo do comportamento dinâmico da microturbina, realizaram-se análises modais em que foram obtidas as primeiras freqüências naturais do sistema, e de resposta em freqüência em que foi simulado, por meio de modelo de carregamento, seu comportamento sob influência do desbalanceamento residual do rotor do turbo-compressor. Os resultados obtidos permitiram a previsão do comportamento dinâmico da microturbina em operação.

2. GERAÇÃO DISTRIBUÍDA

Define-se geração distribuída, denominada GD, como a geração de energia elétrica junto ou perto da carga, ou seja, do local onde a mesma será consumida. Esse tipo de geração é uma alternativa à chamada Geração Centralizada, denominada GC, que se baseia na utilização de grandes centrais de geração e complexas redes de distribuição. Segundo Osório de Brito (2004), em 2004 no Brasil a participação da GD na potência total instalada foi de 3% e alguns estudos apontam um crescimento dessa participação da ordem de 4% ao ano.

Fontes de GD podem envolver potências variando de alguns kW até MW e algumas aplicações típicas são:

- Sistemas fotovoltaicos;
- Células de combustível;
- Turbinas a gás;
- Microturbinas;
- Turbinas eólicas;
- Sistemas geotérmicos.

Setores como o Siderúrgico/Metalúrgico, de Papel e Celulose, Sucro-Alcooleiro e outros como os compreendidos por hospitais, edifícios comerciais, shoppings centers e condomínios residenciais são potenciais setores de aplicação desse tipo de geração.

A Figura 2.1 a seguir apresenta o panorama mundial dos países que mais exploram a GD.

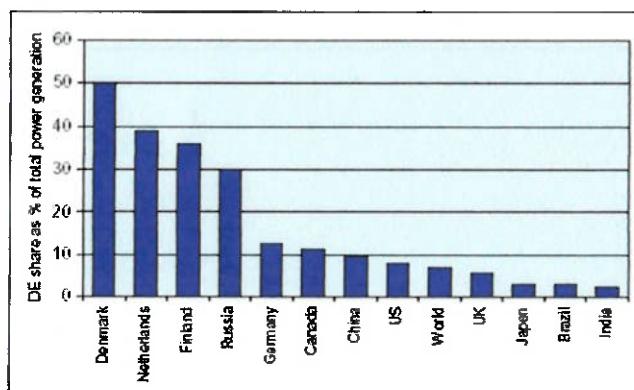


Fig.2.1: cenário da participação mundial da GD

São muitos os benefícios oferecidos pela GD. A seguir apresentam-se os principais:

- A GD aumenta a confiabilidade do suprimento de energia, pois este não depende mais das grandes centrais geradoras já que foi “pulverizado”. Isso é extremamente importante em setores em que interrupções de fornecimento são técnica ou economicamente inaceitáveis ou então quando saúde e segurança dependem do fornecimento;
- A GD aumenta a eficiência do processo, já que perdas excessivas que normalmente ocorrem em grandes linhas de transmissão são evitadas. A eficiência é aumentada ainda mais se, além da potência elétrica, existir a possibilidade de aproveitar o calor rejeitado pelo processo de geração em aplicações de aquecimento ou refrigeração (sistema de cogeração);
- Através de autogeração, é possível o consumidor minimizar o peso de altas tarifas de energia cobradas em horários de pico de demanda;
- A GD é uma opção de geração de energia em localidades onde a infra-estrutura de transmissão é precária, ou mesmo inexistente, dificultando ou inviabilizando a distribuição. Adicionalmente, a expansão dessa modalidade de geração pode diminuir a necessidade da expansão da atual rede de transmissão e distribuição;
- Empreendimentos de geração de energia em escala reduzida, como é o caso da GD, apresentam um impacto ambiental bem menor tanto durante a fase de implementação, como durante a fase de operação;

Com vistas a regulamentar e dinamizar o setor de Geração Distribuída, há um novo Marco Regulatório que possibilita as distribuidoras adquirirem energia obtida por meio de GD até o limite de 10% de sua carga total. Dessa forma, a energia produzida de maneira distribuída passa a alimentar, juntamente com as grandes centrais produtoras, a rede de distribuição. O suporte energético prestado pela GD à rede diminui a dependência da mesma em relação à GC, diminuindo a chance de crises energéticas e racionamentos como o ocorrido no ano de 2000. A Figura 2.2 a seguir esquematiza uma rede de distribuição com abastecimento por meio de GD e GC.

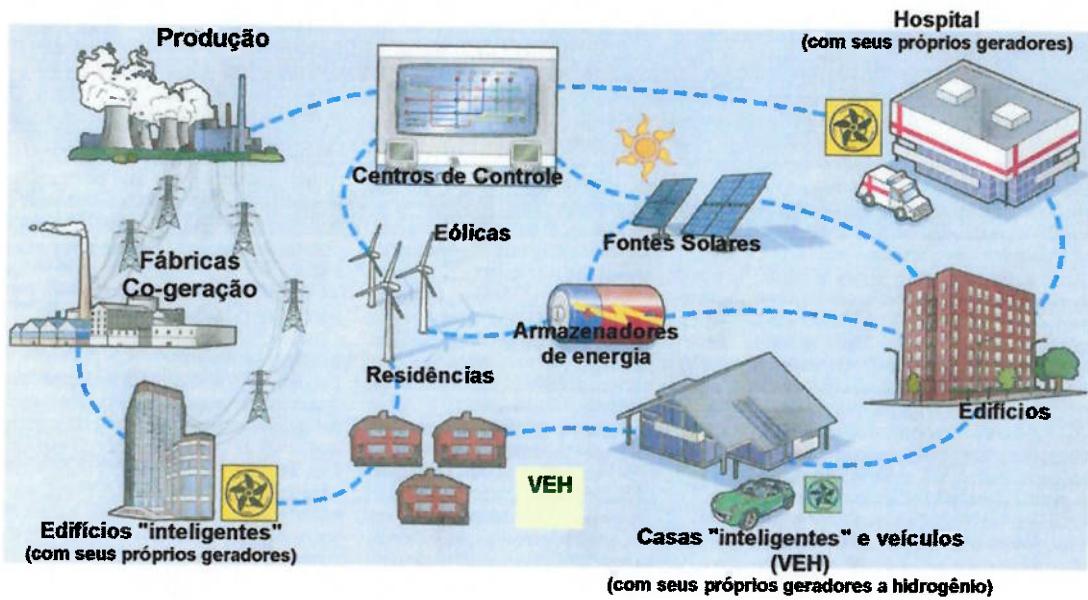


Fig.2.2: rede de distribuição com GD e GC (The economist; ABB)

A inserção dos geradores distribuídos na atual sistema para venda de excedente de geração e suporte à rede de distribuição pode acarretar alguns problemas técnicos de compatibilidade, o que constitui um dos principais desafios técnicos do crescimento da GD. A discussão desse aspecto não é parte do escopo desse Trabalho de Formatura e por isso não será discutido em detalhes.

3. MICROTURBINAS

3.1. Conceituação e aplicação

Microturbinas são pequenas turbinas a gás que, utilizando combustíveis líquidos ou gasosos, produzem gases capazes de acionar uma turbina que por sua vez aciona um gerador elétrico. A tecnologia aplicada nas microturbinas é resultado do desenvolvimento nos campos de turbinas a gás automotivas, de pequenas turbinas estacionárias, equipamentos geradores entre outros. As microturbinas começaram a ser testadas por volta do ano de 1997 e entraram em operação comercial por volta dos anos de 1999 e 2000.

A faixa de potência compreendida pelas microturbinas é de 10 a 500 kW, enquanto turbinas a gás convencionais geralmente são utilizadas em aplicações de 500 kW a mais de 300 MW. As microturbinas podem operar usando diversos tipos de combustíveis, tais como gás natural, gasolina, diesel, entre outros. Microturbinas quando comparadas a um motor alternativo de mesma capacidade, apresentam eficiência energética inferior, entretanto, devido à sua relativa simplicidade construtiva e pequena quantidade de partes móveis, podem ser mais confiáveis, menos ruidosas, apresentarem menor intensidade de vibrações, menor necessidade de manutenção e, finalmente, custo inferior. Segundo publicações do National Renewable Energy Laboratory (NREL) 2003, microturbinas apresentam emissão de NOx e CO até oito vezes menor quando comparada àquela apresentada por sistemas de geração dotados de motores alternativos diesel de capacidade semelhante.

As microturbinas são adequadas para aplicações em GD, podendo ser operadas em paralelo para alimentar grandes cargas com alta confiabilidade e baixo nível de emissões. Em localidades onde a instalação de uma rede de distribuição para pequeno consumo seria economicamente inviável ou então em localidades em que, apesar de existência da rede, falhas no fornecimento são economicamente inaceitáveis, as microturbinas são alternativas bastante competitivas. Em aplicações de potência e calor combinadas (sistemas de cogeração), em que o calor contido nos gases de combustão é aproveitado para aquecimento de água ou ambientes, em sistemas de refrigeração por absorção, em processos de secagem de grãos ou em outros processos que demandem energia térmica, as microturbinas também podem ser eficientemente utilizadas.

Microturbinas já são oferecidas comercialmente por algumas empresas e esforços para aperfeiçoamento da tecnologia empregada, redução de emissões, aumento da durabilidade e,

principalmente, redução de custo têm sido realizados na indústria. A Figura 3.1 a seguir mostra uma microturbina típica oferecida comercialmente.



Fig.3.1: microturbina comercial típica (Capstone Microturbines)

No apêndice A deste relatório é apresentado o datasheet da microturbina modelo C60 fabricada pela Capstone Microtubines.

3.2. Princípio de operação

Em microturbinas típicas, ar de admissão é comprimido em um compressor radial e, antes de ser admitido pela câmara de combustão, é geralmente pré-aquecido em um trocador de calor que recupera o calor contido nos gases de combustão, o que aumenta significativamente a eficiência do processo. Ar pré-aquecido no recuperador é então misturado ao combustível e queimado na câmara de combustão. Os gases de combustão a elevadas temperaturas deixam a câmara de combustão e sofrem expansão em um ou mais estágios da turbina, gerando potência para acionar o compressor e o gerador elétrico.

Tanto microturbinas, quanto turbinas a gás convencionais maiores, operam segundo o Ciclo Brayton. A potência gerada na turbina e a potência consumida no compressor dependem, em última instância, das temperaturas e entalpias na entrada e saída desses equipamentos. De maneira geral, temperaturas maiores na entrada da turbina e maiores razões de pressão no compressor resultam em eficiências e potências específicas mais elevadas. Entretanto, maiores razões de pressão aumentam a eficiência e a potência específica até um valor limite, a partir do qual passa a haver diminuição desses valores. Para obterem-se eficiências elevadas, opera-se o ciclo Brayton com as maiores temperaturas de gases chegando à turbina compatíveis com o material empregado nas paletas da turbina. As temperaturas dos gases de combustão na entrada da turbina são geralmente limitadas a 950 °C para viabilizar a utilização de materiais relativamente menos nobres nas paletas e no recuperador. Para microturbinas com recuperador, a razão de pressão no compressor é geralmente menor que 4:1 e, em equipamentos sem aproveitamento energético dos gases de combustão, a eficiência do ciclo está na faixa de 21 a 40 %.

3.3. Principais componentes

3.3.1. Sistema turbo-compressor

O sistema turbina-compressor de microturbinas geralmente é montado em um eixo único suportado por dois ou mais mancais, e a expansão dos gases na turbina acionam tanto o compressor quanto um gerador elétrico de alta freqüência. Existem também microturbinas com dois eixos, em que um deles, através de uma turbina, aciona o compressor, e o outro, através de uma segunda turbina, mas como o mesmo fluxo de gases, aciona uma caixa de redução e um gerador elétrico convencional. Microturbinas de eixo único são projetadas para operar a velocidades de até 100.000 rpm e gerar potência elétrica na forma de corrente alternada de alta freqüência que então é retificada em corrente contínua e finalmente invertida para 60 Hz. Microturbinas com dois eixos, em que a expansão dos gases é dividida em duas etapas, podem ser projetadas para operar em velocidades relativamente mais baixas com alta eficiência, tornando desnecessária a utilização de um sistema de abaixamento de freqüência. Neste caso, uma das turbinas é acoplada a uma caixa de redução de baixo custo que aciona um gerador elétrico convencional.

A Figura 3.2 a seguir apresenta um esquema de funcionamento de uma microturbina de eixo único com gerador elétrico de alta freqüência, retificador e inversor 60Hz.

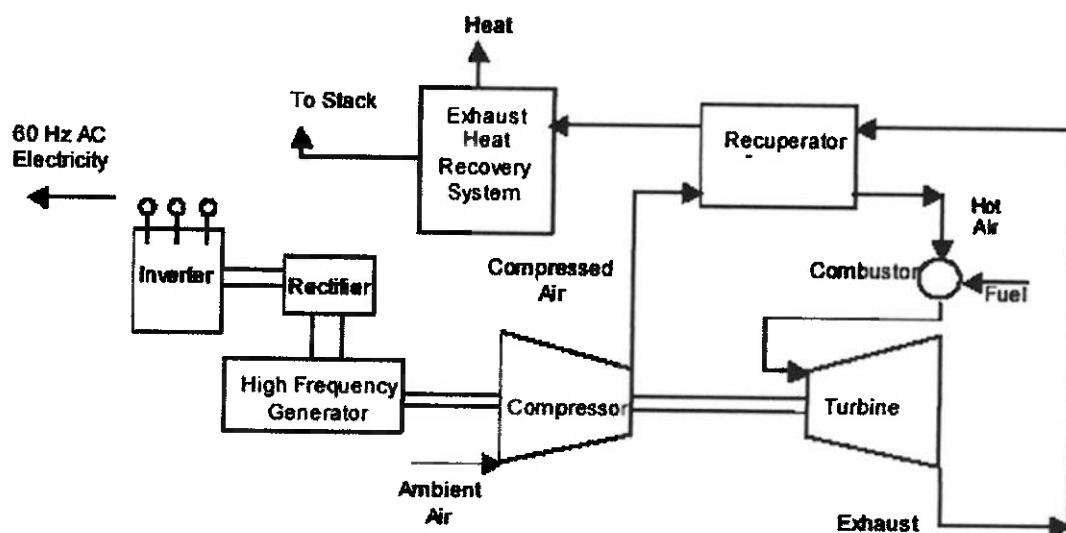


Fig.3.2: esquema de microturbina com eixo único

O conjunto turbina-compressor de microturbinas de eixo único opera a velocidades da ordem de 96.000 rpm em máquinas de 30 kW, e de 70.000 rpm em máquinas de 100 kW. Como tendência

geral, microturbinas de potência e diâmetros do compressor e da turbina menores operam a velocidades mais elevadas.

Turbinas a gás de porte médio ou grande utilizam compressores e turbinas do tipo axial através dos quais o fluxo passa, paralelamente ao eixo, por diversos estágios. Nas microturbinas de um ou dois eixos, compressores e turbinas são do tipo radial de estágio único que, às baixas vazões volumétricas típicas de microturbinas (0,5 a 5,0 lbs/s), apresentam eficiências superiores, construção mais simples e custo inferior comparativamente ao tipo axial.

Turbo-compressores automotivos são bastante similares, em termos de projeto e vazão de gases, aos sistemas radiais convencionais de microturbinas. Segundo publicação do NREL, o mercado mundial de turbo-compressores pequenos para automóveis e caminhões é de cerca de 2 milhões de unidades por ano e é caracterizado por preços relativamente baixos. A aplicação de turbo-compressores automotivos em microturbinas pode reduzir sensivelmente o custo das microturbinas e aumentar a sua viabilidade econômica. Maiores detalhes são apresentados em outros capítulos deste texto. A Figura 3.3 a seguir mostra um turbo-compressor automotivo do tipo que se deseja adaptar para operação em microturbinas a gás.



Fig.3.3: turbo-compressor automotivo

3.3.2. Recuperadores

Recuperadores são trocadores de calor que aproveitam os gases de combustão com elevadas temperaturas (tipicamente 650 oC) para pré-aquecer o ar comprimido (tipicamente por volta dos 150 a 200 oC) antes de o mesmo ser admitido na câmara de combustão. O preaquecimento do ar permite redução da quantidade de combustível necessária para atingir a temperatura de projeto dos gases de combustão. Os recuperadores são importantes por permitirem eficiências mais altas (até duas vezes maior) e tornarem as microturbinas alternativas competitivas. Entretanto, segundo a mesma publicação do NREL (2003), devido ao aumento da perda de carga introduzida pelo recuperador, a potência fornecida pela microturbina pode diminuir em 10 a 15 %. Além disso, o processo de recuperação diminui a temperatura dos gases de escape que poderiam ser utilizados em sistemas de cogeração.

3.3.3. Mancais

Microturbinas são geralmente dotadas de mancais de deslizamento lubrificados com óleo ou então mancais a ar. Mancais lubrificados com óleo podem ser os de rolamento de esferas ou rolos de alta velocidade, de buchas e os de superfícies cerâmicas. A utilização de óleo como lubrificante em microturbinas exige a instalação de bomba, filtro e trocador de calor, o que pode aumentar o custo do equipamento e a manutenção necessária.

Mancais a ar têm sido aplicados em sistemas auxiliares de potência e sistemas de refrigeração de cabine na indústria aeronáutica já há alguns anos. Nesse tipo de mancal, a sustentação é feita por meio de uma fina camada de ar e provoca baixo atrito. Não há necessidade de bomba, filtro ou trocador de calor para o óleo, tornando esse tipo de mancal mais simples em termos de manutenção. Existem preocupações com relação à confiabilidade de mancais a ar devido às repetidas partidas e paradas sob condição de contato metal-metal.

3.3.4. Geradores

O processo de geração elétrica, em microturbinas de eixo único, pode ser feito diretamente através de um gerador de alta freqüência, e, nos sistemas com dois eixos, através de uma caixa de redução e um gerador elétrico convencional (1800 ou 3600 rpm). Em geradores de alta freqüência é necessário converter a tensão AC obtida em aproximadamente 1600 Hz (microturbinas de 30kW), para 60 Hz. Esse processo é realizado eletronicamente e envolve a retificação de AC 1600 Hz para DC, seguida de conversão para AC 60 Hz e filtragem do sinal para redução de distorções. O processo de conversão da potência elétrica de alta freqüência em 50 ou 60 Hz provoca perdas energéticas da ordem de 15 %.

Durante a partida de microturbinas de eixo único, o gerador opera também como motor utilizando, por exemplo, uma bateria, até que o compressor atinja suficiente velocidade para fornecer ar em condições capazes de proporcionar a combustão. Em microturbinas de dois eixos, utiliza-se um sistema separado para partida do sistema.

3.3.5. Aspectos de custo de microturbinas

Os custos em microturbinas podem variar significativamente com o tipo de equipamento (novo ou reaproveitado) e investimento, área de localização e necessidades especiais da planta, situação competitiva do mercado, restrição do nível de emissões que se deseja cumprir, entre outros fatores.

A Tabela 3.1 a seguir apresenta estimativas e/ou cotações dos custos de microturbinas CHP (Combined Heat and Power) de aplicação típica em sistemas de cogeração. Os custos são dados em U\$/kW, têm como base o ano de 2003 e foram obtidos de publicações do NREL.

Tabela 3.1: Estimativas de custo (U\$/kW) de microturbinas típicas CHP (2003)

Componentes de custo	Sistema 1 (30kW)	Sistema 2 (70kW)	Sistema 3 (80kW)	Sistema 4 (100kW)
Pacote básico	1100	1070	1000	920
Compressor de combustível gasoso	180	incluso	75	75
Recuperador de calor	100	incluso	incluso	incluso
Outros controles/interconexões	180	115	115	100
Total de equipamentos	1560	1185	1190	1095
<hr/>				
Materias de trabalho (tubulação, fiação, etc), custos civis (conexão à aplicação térmica), conexão à rede, entre outros	655	656	657	658
<hr/>				
Gerenciamento do projeto e construção	156	119	119	108
Engenharia e honorários	156	95	95	88
Outras despesas de projeto	109	83	83	75
<hr/>				
Custo total da planta	2636	1926	1932	1769

Fonte: Energy and Environmental Analysis, Inc.

Os pacotes básicos designados na Tabela 3.1, além do sistema turbo-gerador e eletrônica básica, incluem:

- Sistema 1 (30kW): inversor DC/AC e hardware básico de interconexão (não inclui recuperador de calor), compressor de combustível gasoso que tem custo separado conforme mostrado na Tabela 3.1. Os custos podem ser menores para volumes de venda maiores;
- Sistema 2 (70kW): recuperador de calor, compressor de combustível gasoso. Este sistema inclui gerador convencional AC 3600 rpm;

- Sistema 3 (80kW): recuperador de calor, inversor DC/AC. Custo de compressor de combustível gasoso não está incluído no pacote básico e apresenta custo separado conforme mostrado na Tabela 3.1;
- Sistema 4 (100kW): recuperador de calor, inversor AC/DC. Custo de compressor de combustível gasoso não está incluído no pacote básico e apresenta custo separado conforme mostrado na Tabela 3.1.

Os custos apresentados representam o preço de microturbinas CHP para o consumidor final. O custo para instalação desse tipo de sistema, em que o calor rejeitado vai ser aproveitado em alguma outra aplicação, é de cerca de 60 a 80 % dos custos apresentados na Tabela 3.1.

Comparativamente a outros sistemas aplicáveis em GD, microturbinas ainda ocupam as primeiras posições em custo por kW. A Figura 3.4 a seguir mostra, atualmente, só perdem para as células de combustível e para os sistemas fotovoltaicos.

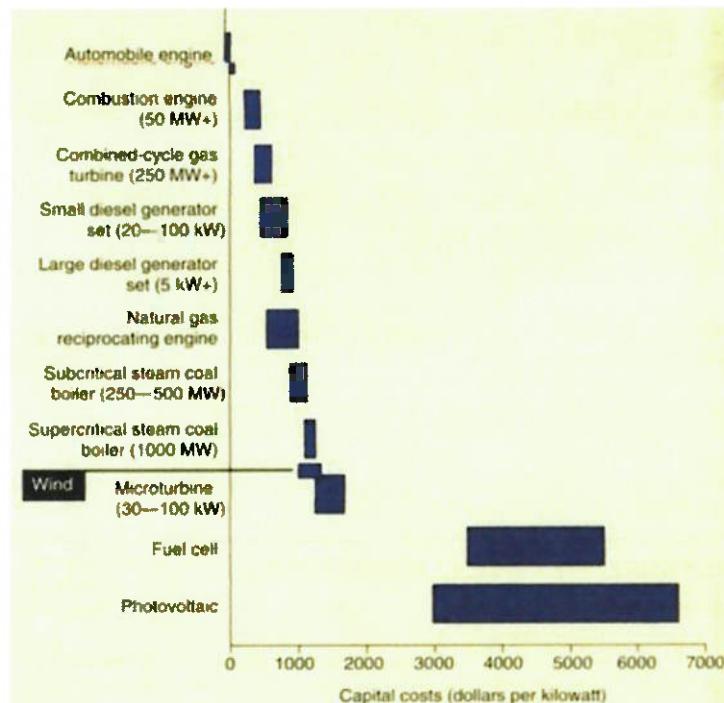


Fig. 3.4: comparação do custo (U\$/kW) de algumas fontes de GD.

4. TURBO-COMPRESSORES AUTOMOTIVOS

4.1. História

A história dos turbo-compressores é quase tão longa quanto à dos motores de combustão interna. Entre os anos de 1885 e 1886, os alemães Gottlieb Daimler e Rudolf Diesel realizaram tentativas de aumentar a potência de motores e reduzir o consumo de combustível através da pré-compressão do ar de combustão. Por volta do ano de 1925, o engenheiro suíço Alfred Büchi foi o primeiro a obter sucesso ao aproveitar os gases de escape em um sistema de turbo-compressão, quando alcançou um aumento de potência do motor da ordem de 40%. Esse foi o início da introdução gradual desse tipo de equipamento na indústria automobilística.

Os primeiros turbo-compressores limitavam-se a serem aplicados em grandes motores, como por exemplo, os marítimos. Na indústria automobilística, a primeira aplicação foi em caminhões. Em 1938, o primeiro motor de caminhão dotado de turbo-compressor foi construído por "Swiss Machine Works Sauer". Em carros de passeio, os motores com turbo-compressores estrearam no mercado norte americano por volta dos anos de 1962 e 1963.

Até antes da crise do petróleo de 1973, o alto custo de investimento requerido pelos turbo-compressores só era compensado pelo aumento da relação potência/peso dos motores. Após a crise de 1973 e com o endurecimento das regulamentações de emissões em meados da década de 80, ocorreu um aumento do número de caminhões equipados com turbo-compressores, sendo que atualmente praticamente todos os motores de caminhões são equipados com esse tipo de equipamento.

Na década de 70, com a entrada dos turbo-compressores nas categorias esportivas do automobilismo, notadamente na Fórmula-1, eles se tornaram bastante comuns também em carros de passeio.

Atualmente, o desenvolvimento da indústria de motores e turbo-compressores concentra suas forças não mais em proporcionar apenas performance, mas basicamente redução de consumo de combustível e de nível de emissões de poluentes.

4.2. Princípio de funcionamento

Em motores equipados com turbo-compressores, o ar de combustão é previamente pré-comprimido antes de ser admitido no cilindro. Apesar de o volume de ar admitido ser o mesmo do motor com aspiração natural, uma maior massa de ar é fornecida à câmara de combustão devido à pressurização. Conseqüentemente, mais combustível pode ser queimado, de forma que a potência do motor é aumentada para uma mesma velocidade e cilindrada.

Existem motores, conhecidos como “superchargers”, nos quais a pré-compressão do ar de combustão é feita diretamente por um compressor acoplado ao motor. Entretanto, nesse tipo de motor, parte da potência ganha pelo motor devido ao compressor é perdida no acionamento do mesmo, podendo alcançar valores de até 15% da potência do motor. A Figura 4.1 a seguir mostra um esquema de um motor “supercharger”.

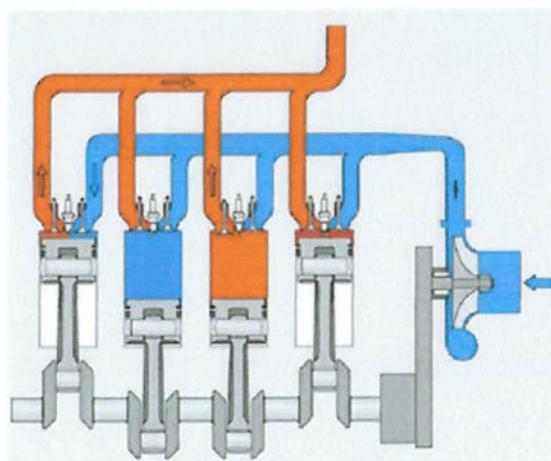


Fig.4.1: compressão do ar em motores “supercharger”

Diferentemente, em motores equipados com turbo-compressores, parte da energia contida nos gases de combustão, que normalmente seria rejeitada, é utilizada em uma turbina acoplada ao compressor através de um mesmo eixo. A Figura 4.2 a seguir mostra como é a operação de um turbo-compressor. Em azul tem-se o fluxo de ar proveniente do compressor, em vermelho, os gases de combustão que acionam a turbina e, em laranja, o circuito de óleo de lubrificação dos mancais do rotor.

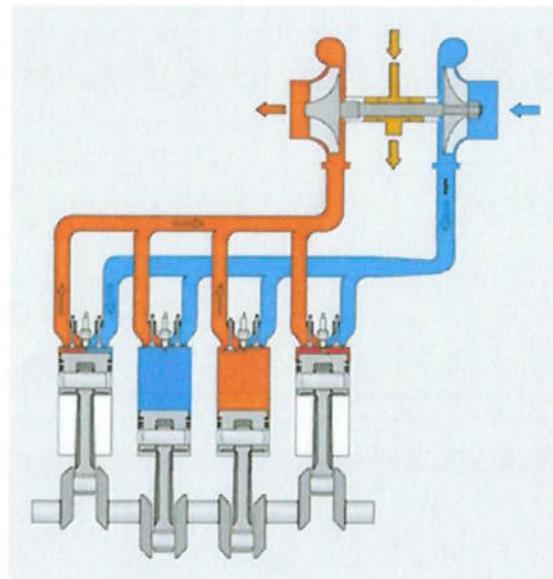


Fig.4.2: turbo-compressor em motor

Os motores turbo-comprimidos apresentam algumas vantagens relativamente aos aspirados. As principais vantagens dos motores turbo são:

- Quando comparados aos motores naturalmente aspirados, motores turbo-comprimidos de mesma potência apresentam consumo de combustível menor devido ao aproveitamento de parte da energia dos gases de combustão que seria perdida. Dessa forma, a potência específica, que é a razão potência/peso do motor, torna-se mais alta.
- Pelo fato de a câmara de combustão, para uma mesma massa de ar admitido, poder ser menor e consequentemente o volume deslocado também, perdas por atrito e por transferência de calor também o são quando comparadas com um motor de mesma potência com aspiração natural.
- Motores turbo-comprimidos têm a curva Torque x Rotação otimizada, já que passam a proporcionar altos torques já a baixas rotações. Por este motivo, menos trocas de marchas são necessárias e a dirigibilidade do veículo melhora muito.
- Em elevadas altitudes, onde a pressão do ar é consideravelmente menor, motores turbo-comprimidos levam vantagens sobre os naturalmente aspirados, já que fazem a compensação de pressão e evitam altas perdas de potência que ocorreriam.
- Devido à redução do tamanho do motor, e consequentemente de sua área de emissão sonora que o turbo-compressor proporciona, ele é menos ruidoso.

4.3. Componentes

4.3.1. Compressor

Compressores em turbos são normalmente do tipo centrífugo, consistindo basicamente de três partes: roda, difusor e carcaça. Com a rotação da roda, que é mostrada na Figura 3.4, ar é admitido axialmente, acelerado até altas velocidades e então liberado radialmente. Diferentemente, na turbina a admissão dos gases de combustão ocorre radialmente e a liberação na direção axial. A Figura 4.3 a seguir mostra as direções de admissão e liberação de ar e gases no compressor e na turbina respectivamente.

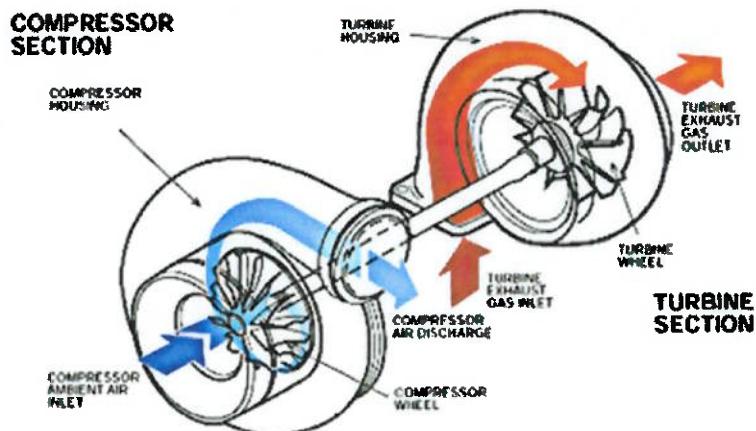


Fig.4.3: admissão e liberação de ar e gases de combustão

O difusor, também mostrado na Figura 4.4, é composto pelo prato do compressor e por parte da voluta. Sua função é reduzir a velocidade do ar, que é muito alta, de tal forma que temperatura e pressão são aumentadas. A Figura 4.4 a seguir ilustra um turbo-compressor em corte e a identificação de alguns de seus componentes.

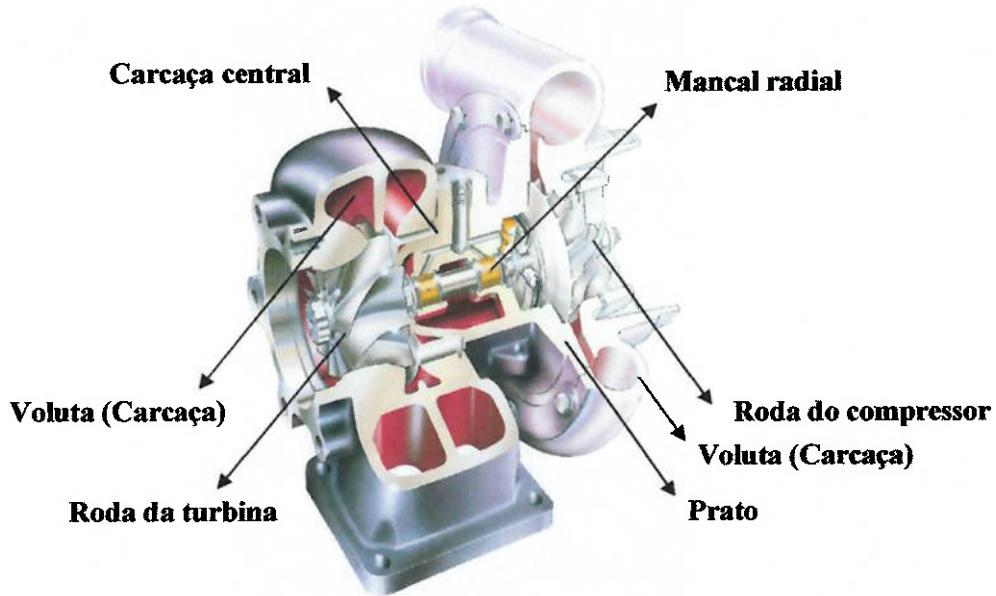


Fig.4.4: esquema de turbo-compressor em corte

Em turbos, o comportamento do compressor é geralmente definido através de mapas que relacionam a razão de pressão e vazão em massa ou volume através do mesmo. Na Figura 4.5 a seguir, apresenta-se um desses mapas. No mapa T_0 e P_0 são, respectivamente, a temperatura e a pressão de referência do mapa, enquanto T_1 e $\eta_{is,r}$, respectivamente a temperatura de admissão do ar no compressor e o rendimento isentrópico do mesmo. Note que o eixo das abscissas corresponde à uma vazão mássica corrigida dada pela expressão $\dot{V}_1 \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \left[\frac{m^3}{s} \right]$, e as linhas vermelhas à uma rotação corrigida dada pela expressão $n \cdot \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \left[\frac{1}{min^{-1}} \right]$. As grandezas corrigidas são utilizadas para compensar o fato de que as curvas são obtidas experimentalmente em uma dada condição, que não necessariamente expressa aquela em que o turbo-compressor será aplicado.

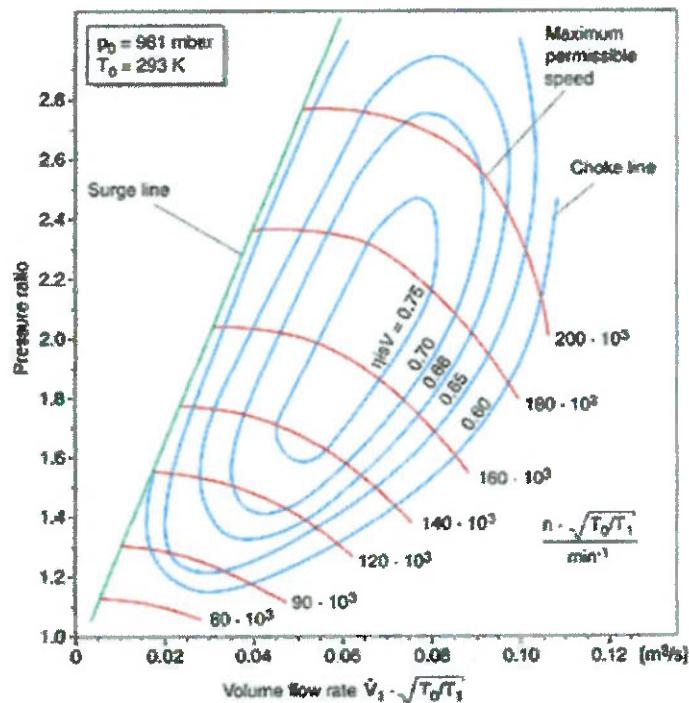


Fig.4.5: mapa de operação de um compressor

O mapa é limitado à esquerda pela “linha de surge” que indica a região em que combinações de pequenas vazões e altas razões de pressão, não mais permitem a aderência do fluxo às pás do compressor, o que resulta na interrupção do processo de descarga. Nessa situação, o fluxo através do compressor vai sendo revertido até o momento em que uma razão de pressão estável com vazão positiva é alcançada. Nesse momento, a razão de pressão começa a aumentar novamente e o ciclo recomeça. Essa instabilidade prossegue a uma dada freqüência e o ruído dela resultante é conhecido como “surging”.

Em compressores centrífugos, a vazão é normalmente limitada pela seção de entrada do compressor através da qual, quando é atingida velocidade sônica, não é mais possível aumentar a vazão. À direita no mapa da Figura 4.5, a “linha de choke” mostra os limites de vazão para diversos pontos de operação.

4.3.2. Turbina

A turbina de um turbo-compressor consiste de uma roda e de uma carcaça através da qual parte da energia dos gases de combustão, devido à queda da pressão e da temperatura dos mesmos, é convertida em energia mecânica para acionamento do compressor. Existem dois tipos principais de turbinas: axiais e radiais. Nas axiais, o fluxo através da roda dá-se apenas axialmente. São aplicadas somente quando o diâmetro da roda é maior do que 300 mm. Já nas turbinas radiais, a entrada dos gases é radial e a saída axial. São aplicadas somente quando o diâmetro da roda é menor ou igual a 160 mm. Turbinas radiais são normalmente aplicadas em turbo-compressores instalados em motores automotivos e os conceitos que serão apresentados a seguir referem-se às turbinas desse tipo. A Figura 4.3 já apresentada anteriormente para compressores mostra a direção de entrada e saída de gases na turbina radial. Os principais componentes que constituem a turbina de turbo-compressores são mostrados na Figura 4.4 anteriormente apresentada.

Na voluta da turbina, a pressão dos gases é convertida em energia cinética e os gases, na circunferência da roda, são direcionados para a região da roda que deve ser projetada de tal forma que o máximo da energia cinética dos gases seja convertida em potência do eixo.

A eficiência da turbina é melhorada com o aumento da queda de pressão entre a seção de entrada e a seção de saída da mesma. Quando uma maior quantidade de gases com maior velocidade ou com temperaturas mais elevadas atinge a turbina, a eficiência de conversão de energia dos gases em potência do eixo torna-se maior. Dessa forma, alterações na carcaça para reduzir a seção de fluxo, por exemplo, proporcionam maiores velocidades de gases, maior queda de pressão na turbina e, consequentemente, maior razão de pressão no compressor que conhecida como boost do turbo-compressor.

Semelhantemente aos compressores, a operação de turbinas em turbo-compressores é descrita por mapas que envolvem parâmetros do escoamento e queda de pressão através delas. Esses mapas relacionam também vazão mássica e eficiência de conversão para várias rotações do conjunto. A Figura 4.6 apresenta um mapa de turbina, onde T_{3ref} e T_{3t} são a temperatura de referência da carta e a temperatura de admissão dos gases na turbina respectivamente, e P_{3t} e P_{4st} são a pressão dos gases antes e depois da turbina respectivamente. No mapa da Figura 4.6 são apresentadas curvas para dois equipamentos e as respectivas rotações corrigidas dadas pela

$$\text{expressão } n \sqrt{\frac{T_{3ref}}{T_{3t}}} \left[\frac{1}{\text{min}^{-1}} \right].$$

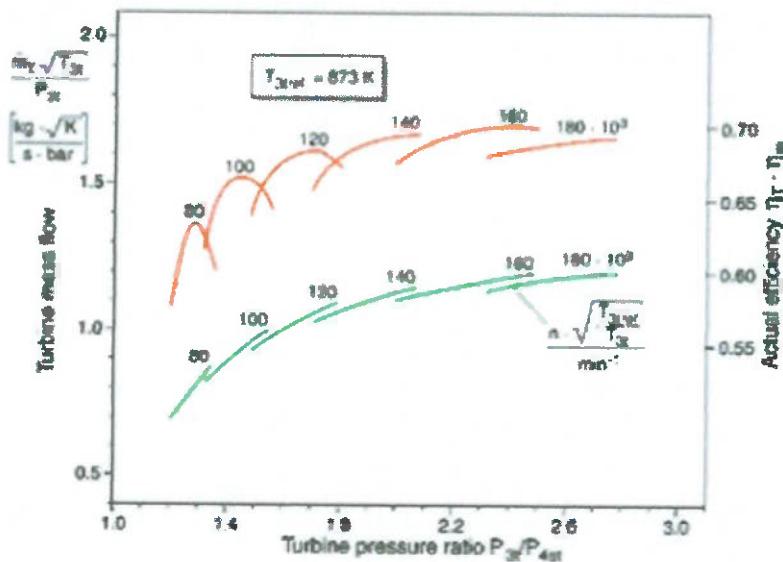


Fig.4.6: mapa de operação de turbina

A partir da razão de pressão e vazão de ar que deve atingir a câmara de combustão, pode ser obtida, no mapa do compressor (Figura 4.5), a rotação em que o compressor vai operar. Como o compressor e a turbina estão acoplados ao mesmo eixo, a rotação da turbina será aquela do compressor. Desprezando eventuais perdas de carga do fluxo entre a saída do compressor e a entrada da turbina, as razões de pressão no compressor e na turbina devem ser iguais. Conhecidas a razão de pressão e a rotação, é possível, através do mapa da turbina (Figura 4.6), obter a eficiência de conversão na turbina dada por η_t (térmico) * η_m (mecânico).

4.3.3. Sistemas de controle de boost

A fim de manter adequada a dirigibilidade de um veículo equipado com turbo-compressor, principalmente em veículos de passeio, utilizam-se sistemas de controle do boost da turbina. No projeto do turbo-compressor, o tamanho da turbina é determinado de tal forma a fornecer torques mais altos mesmo a baixas rotações e garantir boa dirigibilidade. Isso acarreta que, em rotações um pouco menores do que aquela em que o torque é máximo, uma quantidade de gases maior do que aquela para produzir o boost necessário é fornecida à turbina. A maneira mais simples de solucionar isso é através da instalação de um by-pass na turbina. Dessa forma, quando uma pressão especificada é atingida, parte dos gases de escape é desviada da turbina através de um by-pass. A válvula Wastegate, que abre ou fecha o by-pass, é geralmente atuada por uma mola que, por meio de um diafragma, recebe a pressão que o compressor está fornecendo. A Figura 4.7 a seguir mostra um turbo-compressor controlado por by-pass em que, atingida uma determinada pressão no compressor, uma haste, por meio de um sistema diafragma-mola, abre a válvula by-pass e desvia parte dos gases de escape.

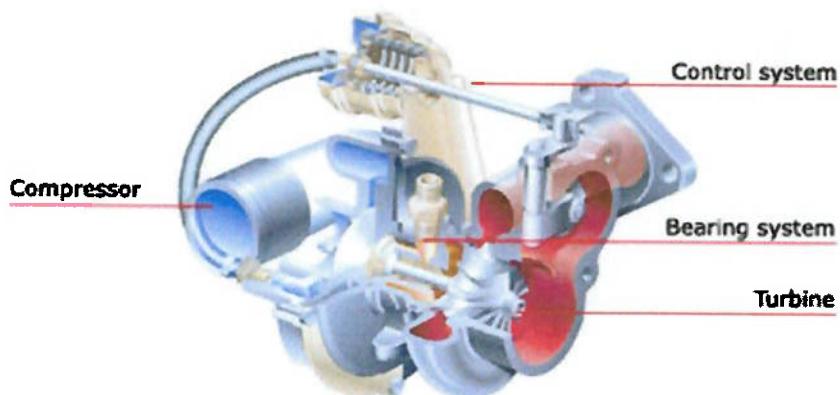


Fig.4.7: turbo-compressor com Wastegate e by-pass

Modernamente, ao invés de se fazer o controle através de um sistema pneumático que só abre ou fecha o by-pass da turbina, pode-se fazê-lo eletronicamente. Nesse caso, a abertura do by-pass pode ser feita de forma parcial controlada por vários parâmetros do motor tais como temperatura do ar de admissão no motor, qualidade da mistura combustível entre outros. Os sistemas de controle eletrônico são bem mais caros, sendo que o controle pneumático ainda é o mais empregado nas aplicações automotivas.

Existem turbinas com geometrias variáveis capazes de alterar a seção de escoamento dos gases e também fazer o controle da operação do turbo-compressor. Isso é possível, por exemplo, por meio de paletas que, introduzidas na seção entre a voluta e a roda da turbina de acordo com o ponto de operação do motor, controlam as características do escoamento. Turbinas com geometrias variáveis permitem a otimização da utilização da energia dos gases de combustão e o aumento da eficiência do turbo-compressor e do próprio motor. A Figura 4.8 a seguir mostra um turbo-compressor VGT (Variable Geometry Turbine).

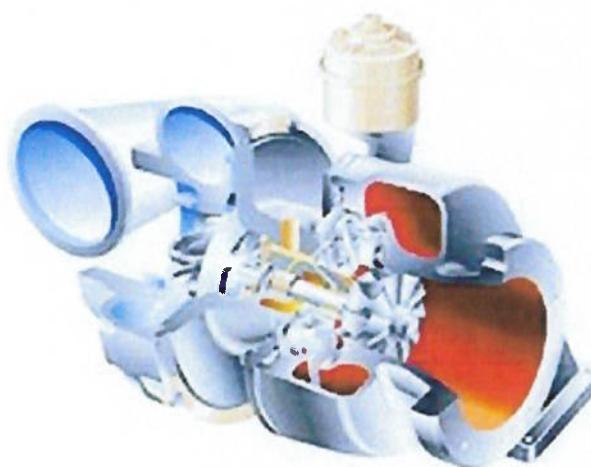


Fig.4.8: VGT (Variable Geometry Turbine)

Em turbo-compressores VGT, em baixas rotações do motor, a seção entre a voluta e roda da turbina é diminuída por meio do fechamento das paletas. Dessa forma, o boost e o torque do motor aumentam como consequência do aumento da queda de pressão entre as seções de entrada e saída da turbina. Em rotações do motor mais elevadas, as paletas são gradualmente abertas de maneira a otimizar o turbo ao ponto de operação do motor, e o boost necessário é atingido a menores razões de pressão na turbina. A Figura 4.9 a seguir mostra a região onde existem paletas controladoras na circunferência da roda turbina.



Fig.4.9: paletas do sistema VGT

4.3.4. Mancais

O conjunto formado pelo compressor, turbina e eixo de acoplamento, dependendo da aplicação, pode girar a velocidades de até 300.000 rpm. A vida útil de um turbo-compressor deve corresponder àquela do motor, que é de cerca de 1.000.000 km. Dessa forma, mancais especialmente desenvolvidos para os turbo-compressores são utilizados para satisfazer essas necessidades.

Em turbo-compressores, os mancais são do tipo radial e axial. Mancais radiais, geralmente em número de dois, suportam o eixo com mínimo atrito. A fabricante Borg Warner constatou que isso é conseguido por meio do fornecimento de óleo à pressão relativa de no mínimo três bar e vazão de no mínimo 3 l/min proveniente do circuito de óleo do motor (informação verbal). O sistema de lubrificação é projetado de forma que um filme de óleo impeça o contato metal-metal entre o eixo e o mancal durante a operação, o que, mediante as elevadas velocidades com que operam os turbos, seria catastrófico. Óleo pressurizado proveniente de uma galeria na carcaça central, mostrada na Figura 4.4, é distribuído em alguns pontos, incluindo os dois mancais radiais, e então retorna ao cárter do veículo. Além da função de lubrificação, o filme de óleo de apenas alguns poucos centésimos de milímetro de espessura e que preenche as folgas radiais tem função de amortecimento, o que contribui para a estabilidade do conjunto.

Alguns fabricantes, como, por exemplo, a Borg Warner Turbo Systems, utilizam em seus mancais radiais um sistema em que há uma bucha rotativa entre a carcaça estática e o eixo. Nesse sistema, a bucha gira com aproximadamente metade da velocidade do eixo e parece contribuir para a estabilidade do conjunto.

Pelo fato de as forças axiais induzidas pelo escoamento no compressor e na turbina não serem de mesma intensidade, o conjunto é solicitado a deslocar-se axialmente. É necessário um mancal axial para suportar as forças nessa direção. Geralmente utilizam-se dois discos presos ao eixo que deslizam sobre mancais axiais fixados à carcaça. A seguir um turbo-compressor em corte é mostrado na Figura 4.10, onde é possível notar o posicionamento dos mancais radiais e axiais.

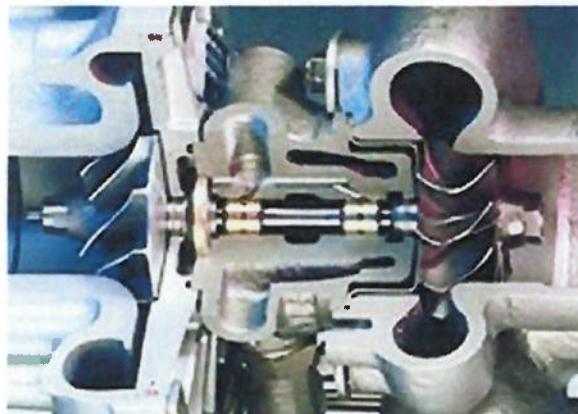


Fig.4.10: turbo-compressor em corte

O lubrificante, à pressão absoluta de, pelo menos, quatro bar, deixa os mancais com pressão menor e deixa a carcaça central por ação da gravidade e, por isso, o canal de saída de óleo deve ser maior do que o canal de entrada de óleo. O fluxo de lubrificante pelos mancais é vertical e, após fazer a lubrificação, retorna ao carter do motor. Qualquer obstrução na tubulação pode resultar em queda de pressão de óleo e lubrificação deficitária, o que contribuiria para a deterioração dos mancais.

A carcaça central é vedada de maneira a impedir a entrada de gases quentes da turbina ou o vazamento de lubrificante para a turbina ou para o compressor. A Borg Warner constatou que o vazamento de óleo para a região do compressor provoca a admissão e queima de lubrificante dentro do motor, causando aumento do nível de emissões (informação verbal).

Em turbo-compressores aplicados a motores à gasolina, em que a temperatura dos gases é mais elevada do que em motores diesel, geralmente existe um sistema de arrefecimento por água da região da carcaça central. Durante a operação do motor, este sistema é integrado ao circuito de arrefecimento do motor. Após o desligamento do mesmo, o arrefecimento é realizado através de um pequeno sistema de refrigeração acionado por uma bomba elétrica controlada por um termostato. A Figura 4.11 a seguir mostra um turbo-compressor com sistema de refrigeração da carcaça central.

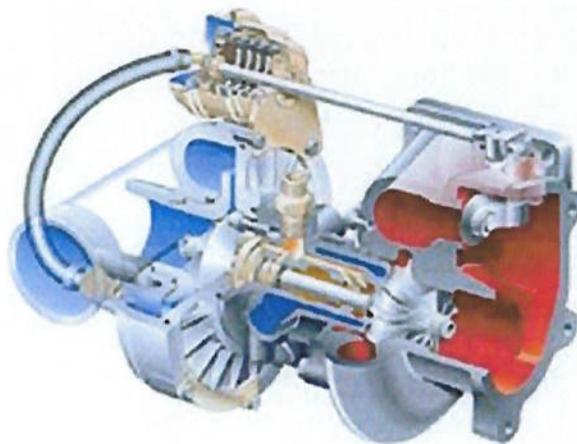


Fig.4.11: turbo-compressor com sistema de arrefecimento por água

Um detalhe interessante sobre os mancais dos turbo-compressores é que o desligamento do motor só deve ser feito após um período de aproximadamente 2 minutos em marcha lenta. Isso porque o conjunto está girando a elevadas rotações e leva algum tempo até parar totalmente. Se o desligamento do motor é feito rapidamente, óleo pressurizado deixa de ser enviado à região dos mancais e a parada do conjunto, que pode levar alguns minutos, é feita sem a correta lubrificação (informação verbal).

5. MICROTURBINA A GAS A PARTIR DE TURBO-COMPRESSOR AUTOMOTIVO

5.1. Motivação

A situação atual do sistema elétrico nacional de extrema dependência da energia de origem hidroelétrica tem aumentado a importância da aplicação de turbinas a gás na produção de energia elétrica. Segundo o Atlas da Energia Elétrica (2002), 90% de toda a eletricidade produzida no Brasil vem da hidroeletricidade. Como agravante, o aumento da demanda energética, que não tem sido adequadamente compensada por um aumento da oferta, traz à tona problemas de racionamento no consumo e muitos prejuízos à economia nacional.

A possibilidade de geração termelétrica vem se destacando no cenário nacional pela sua implementação relativamente rápida se comparada ao prazo de um projeto hidrelétrico que pode vir a ser até duas vezes maior para plantas de potência semelhante. Um novo conceito que está sendo introduzido, tanto no Brasil como em diversos países, é o de geração distribuída. Conforme apresentado no Capítulo 2, a GD pode aliviar o sistema de geração centralizada, assim como o sistema de distribuição. O consumo da energia nas proximidades do local onde ele é gerada, assim como a possibilidade de os produtores distribuídos oferecerem um complemento de energia à rede de distribuição, pode diminuir a dependência da economia em relação aos grandes projetos de geração e diminuir a chance de novos colapsos energéticos.

O desenvolvimento de unidades que possam gerar potência de até 100 kW torna-se uma alternativa tecnológica de curto prazo importante para a matriz energética nacional e um segmento que tem sido bastante desenvolvido é o de microturbinas. Fabricantes como Turbo-Genset e Capstone Turbine Co. estão ampliando suas pesquisas e já oferecem comercialmente um segmento desse tipo de equipamento. As principais características das microturbinas que as tornam atraentes são:

- Geração de potência elétrica na faixa de 10 a 500 kW;
- Baixíssimos índices de emissões, principalmente quando utilizado gás natural;
- Possibilidade de operar com diversos combustíveis;
- Baixo custo de operação;
- Fácil instalação e comissionamento;
- Apenas um ou dois eixos giratórios, dependendo da concepção;
- Leveza no conjunto com montagem bastante compacta;
- Facilidade para operar em cogeração;

- Ruído controlável.

As microturbinas disponíveis no mercado ainda são equipamentos relativamente caros levando em consideração as aplicações a que se destinam, tais como centros clínicos e comerciais, conjuntos residenciais etc. A idéia de se utilizar um turbo-compressor automotivo cujo sistema de produção, distribuição e manutenção já é bem desenvolvido no país, é justamente reduzir o custo final de microturbinas e torná-las mais economicamente viáveis.

5.2. Aplicação de turbo-compressor em microturbina

Conforme apresentado no Capítulo 3, turbo-compressores são tipicamente aplicados em motores automotivos com o intuito de pré-comprimir o ar de admissão e possibilitar aumento de potência específica, redução de emissões, entre outros. O turbo-compressor, por meio da turbina, recebe os gases de combustão que então sofrem expansão e fornecem potência ao eixo do equipamento. O eixo do conjunto aciona o compressor e permite pré-compressão do ar de admissão. Entre o compressor e a turbina do conjunto, posiciona-se o motor, conforme mostra a Figura 5.1 a seguir.

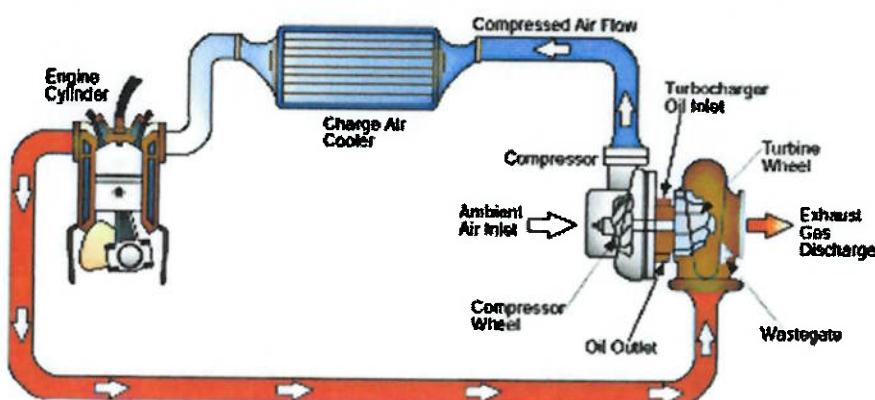


Fig.5.1: posicionamento do motor entre o compressor e a turbina

A idéia de se utilizar o turbo-compressor numa microturbina é substituir o motor, que fornece os gases quentes, por uma câmara de combustão, conforme esquematizado na Figura 5.2 a seguir.

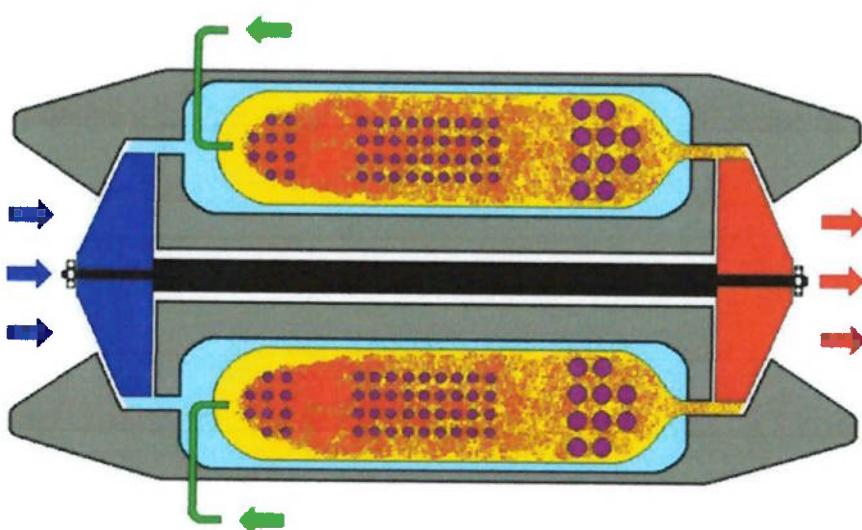


Fig.5.2: microturbina com turbo-compressor

O princípio de operação da microturbina equipada com turbo-compressor não difere muito daquele do motor. Ar atmosférico é admitido axialmente pelo compressor à esquerda (em azul) que, depois de comprimido (azul mais claro), vai para a câmara de combustão. O ar comprimido entra no tubo de chamas, conhecido também como liner (em amarelo), pelos orifícios que existem em sua superfície (em roxo). Nas câmaras de combustão, inclusive a da microturbina projetada no presente trabalho, nem todo o ar adentra o liner pelos furos de sua superfície, mas parte dele adentra-o axialmente conforme será explicado no momento oportuno. Combustível então é injetado (em verde) dentro do liner e a processo de combustão ocorre. Para partir o sistema, é necessário um dispositivo de ignição (não mostrado no esquema) que pode ser, por exemplo, uma vela. Os gases de combustão saem pela parte final do liner e da câmara atingindo então a turbina, fazendo-a girar e em seguida sendo liberados axialmente, conforme mostrado na Figura 5.2. A potência total gerada na turbina por meio da expansão dos gases de combustão aciona o compressor, como ocorre na aplicação automotiva, e a potência líquida resultante poderia acionar uma carga acoplada ao eixo, por exemplo, um gerador elétrico. O acionamento do compressor pela turbina faz a admissão de mais ar para continuar o processo. Parte do calor liberado no processo é responsável por ativar a combustão do combustível que continua sendo injetado na câmara de combustão, sem mais ser necessário qualquer dispositivo de partida.

Conforme já foi apresentado, conjuntos turbo-compressores são equipamentos que operam a elevadas rotações, não raramente da ordem de 100.000 rpm em aplicações automotivas. Nas condições em que se deseja aplicar o turbo-compressor adotado, a rotação nominal para a condição sem carga é de cerca de 70.000 rpm, conforme será apresentado adiante. A utilização de um gerador elétrico convencional pressupõe a entrega de potência pelo conjunto ao gerador a uma rotação bem inferior, o que tornaria necessária a prévia redução da velocidade através de uma caixa de elevada razão de redução. Existem microturbinas convencionais, isto é, que não utilizam turbo-compressores automotivos, que geram eletricidade através de um gerador de alta freqüência (por volta de 1600 Hz) e, através de um processo de conversão para DC e posterior retificação para AC 50 ou 60 Hz, podem fornecer eletricidade compatível com o sistema de alimentação de equipamentos convencionais. A introdução do sistema de redução para geradores convencionais ou a utilização de geradores de alta freqüência sem prévia redução traduz-se em uma dificuldade técnica e econômica do projeto da microturbina que se pretende implementar. Estudos da equipe que participa do desenvolvimento deste projeto constataram, até o momento, que sistemas de redução de duas etapas tipo coroa-rosca sem fim poderiam ser aplicados com elevada razão de redução e custo relativamente baixo.

O custo de geradores de alta freqüência é alto e torna-se a maior dificuldade para a sua utilização. Outra dificuldade é a acoplagem de um segundo eixo motor ao eixo do turbo-compressor para transmissão do torque líquido disponível, assim como o processo de balanceamento do conjunto que deve ser feito criteriosamente devido às elevadas velocidades de operação. A Figura 5.3 a seguir ilustra a transmissão tipo coroa-rosca sem fim que se pretende adotar para a micro-turbina, assim como a rosca de acoplagem do eixo motor ao eixo do turbo-compressor.

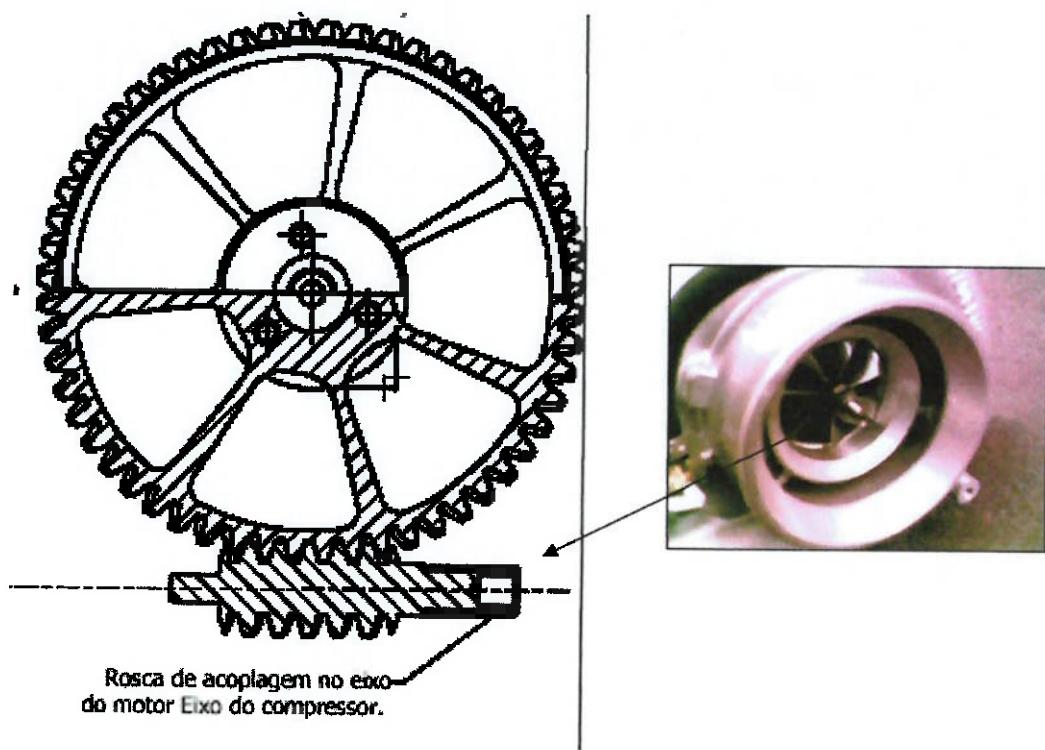


Fig. 5.3: sistema de redução e transmissão

Numa primeira fase de desenvolvimento, da qual faz parte o presente Trabalho de Formatura, pretende-se projetar, construir e realizar medições na microturbina operando sem carga, isto é, sem nenhum tipo de dispositivo que aproveite a potência líquida fornecida pela microturbina. Até esse momento, a microturbina sem carga serviria a propósitos puramente acadêmicos e para a consolidação dos conhecimentos dos formandos que participam do projeto. A Figura 5.4 a seguir mostra o arranjo da microturbina, inicialmente sem carga, com turbo-compressor, câmara de combustão, mangueira de ar comprimido, sistema de injeção, partida e lubrificação do rotor.

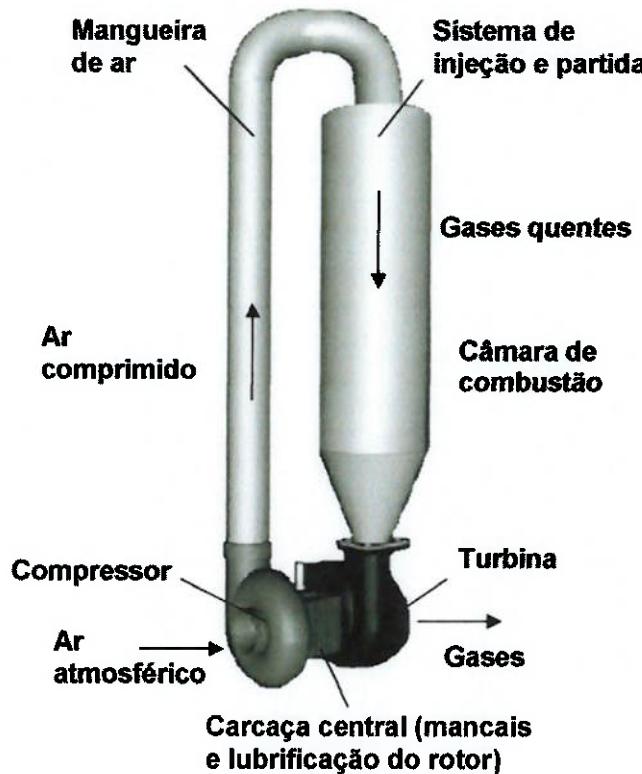


Fig.5.4: arranjo geral da microturbina

Numa segunda etapa, fora do escopo deste TF, deseja-se construir e implementar um dinamômetro capaz de medir o torque líquido disponível para acionamento de cargas. Grossso modo, o dinamômetro que se deseja construir é um freio de Prony e que, ainda hoje, é a base do funcionamento dos dinamômetros mais modernos. Basicamente, um volante preso ao eixo motor é circundado por uma cinta conectada a um braço. Sapatas freiam o volante, transferindo o torque do volante para uma barra. Esse torque pode ser medido, por exemplo, utilizando uma balança ou outro dispositivo mais simples como uma mola com escala de leitura. A Figura 5.5 a seguir mostra um esquema de um freio de Prony.

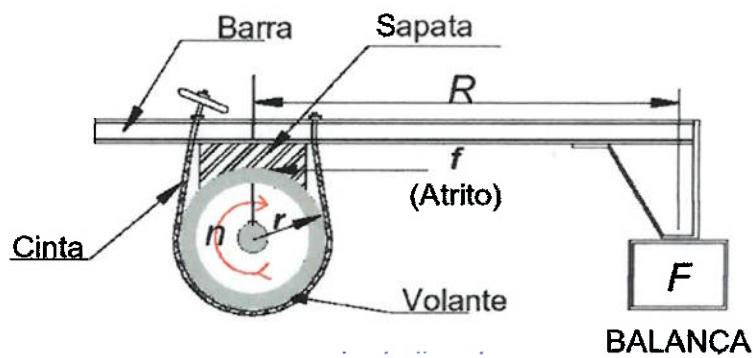


Fig. 5.5: freio de Prony para medição do torque da microturbina

Para conhecer-se a potência fornecida pela microturbina, juntamente com o torque, que pode ser medido através do freio de Prony mostrado na Figura 5.5 acima, é necessária a determinação da velocidade de rotação do equipamento. Existem hoje no mercado sensores ópticos capazes de medir freqüências de 5000 Hz ou mais, o que equivale a uma rotação de cerca de 300.000 rpm. Esses sensores utilizam fibra ótica para conduzir a luz do ponto de medição até o equipamento de processamento do sinal. Para a utilização desses sensores, é necessário fazer algum tipo de marcação de contraste na parte rotativa da microturbina. Dessa forma, o sensor ótico identifica cada passagem da marca contrastante e a transforma em um sinal que pode ser interpretado como velocidade em rpm.

Numa terceira etapa, estão previstos estudos de viabilidade da operação da microturbina acoplada a um gerador elétrico convencional ou de alta freqüência. Mesmo na configuração com carga, ou seja, com o gerador elétrico acoplado ao eixo do turbo-compressor, a partida do sistema deve ser realizada sem carga. A inércia do sistema com carga impediria a partida do repouso, quando o torque disponível e a rotação do conjunto ainda não são suficientes para acelerar o conjunto. Para operação com carga, deve-se partir a microturbina sem carga e, progressivamente, ir acoplando-a à microturbina. Um sistema de controle da quantidade de combustível deve ser utilizado para ir aumentando a quantidade de combustível conforme a inércia do sistema vai aumentando durante a acoplagem. Quando o sistema atingir a rotação de projeto, o sistema de controle da quantidade de combustível injetada deve ser capaz de mantê-la uniforme corrigindo eventuais desvios em relação à rotação de projeto.

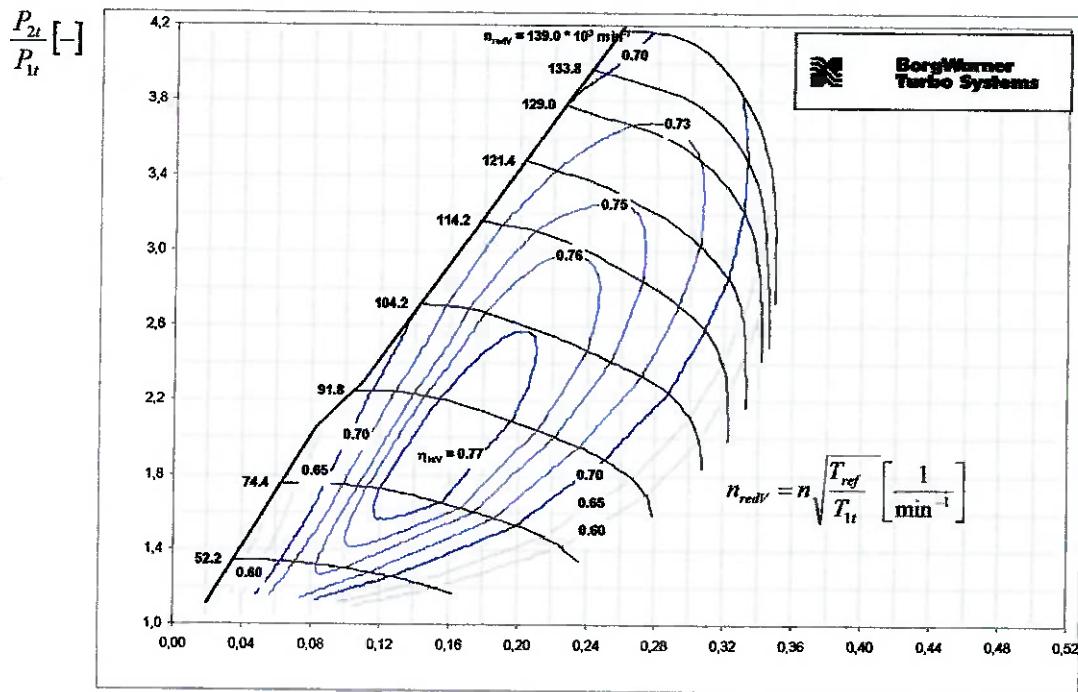
5.3. Características técnicas do projeto

O projeto da microturbina em questão foi iniciado no Trabalho de Formatura de Donadio do ano de 2004 quando foi dimensionada, com relação aos aspectos termodinâmicos, a câmara de combustão que comporá o sistema. Alguns parâmetros foram revistos pelo grupo que participa do desenvolvimento da câmara que passou a apresentar algumas diferenças em relação àquela projetada no TF mencionado. Os estudos em andamento, incluindo os de seleção do turbo-compressor, revelaram que, para otimização do projeto, seriam necessárias alterações de alguns dos parâmetros que haviam sido determinados. Entretanto, de maneira geral, baseado no projeto da câmara de combustão de 2004 e nas alterações propostas, as principais características da microturbina são as seguintes:

- Potência total: 12 kW;
- Potência líquida no eixo: 7,5 kW;
- Combustível: gás natural veicular (GNV);
- Fluxo mássico de ar: $0,2 \frac{kg}{s} = 10,3 \frac{m^3}{min}$;
- Fluxo mássico de combustível: $3,66 \frac{g}{s}$;
- Razão de pressão no compressor: 1,5 – 2,0;
- Temperatura na entrada da turbina: 700 K (427 °C).

Para seleção do turbo-compressor automotivo a ser empregado no projeto da microturbina, a fabricante Borg Warner Turbo Systems foi contatada. A partir das vazões mássicas e volumétricas que se deseja obter na microturbina, a empresa indicou o equipamento K27.2 que é aplicado nos motores de alguns ônibus Mercedes-Benz. A Borg Warner forneceu os mapas de operação do compressor e da turbina do K27.2, a partir dos quais é possível caracterizar a operação do equipamento em termos de rotação, razão de pressão e rendimento de conversão de energia.

A seguir, na Figura 5.6, apresenta-se o mapa do compressor que compõe o turbo-compressor modelo K27.2. No mapa apresentado, T_{l_r} é a temperatura de admissão do ar no compressor, e T_{ref} é a temperatura de referência (293 K).



$$\dot{V}_{1tred}^* = \dot{V}_{1t}^* \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{1t}}} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

Fig.5.6: mapa do compressor do K27.2

Sabendo que o fator de correção $\sqrt{\frac{T_{ref}}{T_{1t}}}$ é praticamente igual à unidade, do mapa apresentado

nota-se que, para uma vazão de ar de $0,2 \frac{kg}{s} \left(0,17 \frac{m^3}{s} \right)$ e razão de pressão na faixa de 1,5 a 2,0,

a rotação do compressor e, consequentemente também a da turbina, está em torno dos 70.000 a 80.000 rpm.

A carta da turbina do K27.2 apresentada na Figura 5.7 relaciona a eficiência de conversão de energia dos gases em rotação do conjunto ($\eta_{térmica} * \eta_{mecânica}$), a queda de pressão através da turbina $\frac{P_{3t}}{P_4} [-]$ e a rotação do conjunto, que no mapa é denotada como velocidade da ponta da paleta $\left[\frac{m}{s} \right]$. P_{3t} é a pressão antes da turbina e P_4 é a pressão após a turbina.

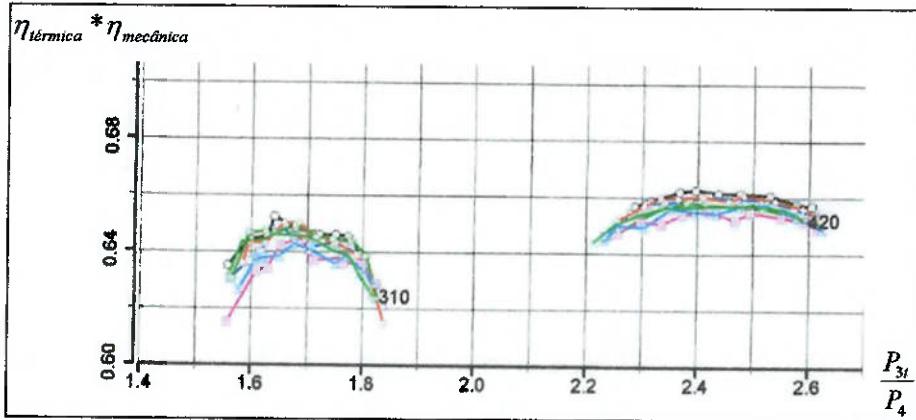


Fig.5.7: mapa da turbina do K27.2

O compressor e a turbina estão acoplados a um mesmo eixo e por isso giram solidariamente à mesma velocidade. Sendo a rotação do conjunto turbo-compressor, obtida do mapa do compressor, de 70.000 rpm, e o diâmetro externo da paleta da turbina aproximadamente 100mm, a velocidade da ponta da paleta é calculada através da eq. (5.1).

$$V = n \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{D_t}{2} = 70.000 \text{ rpm} \frac{2\pi}{60} \frac{0,1m}{2} = 367 \frac{m}{s} \quad (5.1)$$

Desprezando-se eventuais perdas de carga entre o compressor e a turbina, a razão de pressão através desses dois equipamentos é a mesma (1,5 a 2,0). Para essa razão de pressão e interpolando a velocidade da ponta de paleta calculada na eq. (5.1) no mapa da turbina, nota-se que o produto $\eta_{térmica} * \eta_{mecânica}$ é de cerca de 65 %.

A partir do que foi exposto, as características de operação do turbo-compressor K27.2 na microturbina sem carga são as seguintes:

- Vazão mássica (aproximadamente igual no compressor e na turbina): $0,2 \frac{kg}{s}$;
- Razão de pressão no compressor: 1,5-2,0;
- Rotação do conjunto: 70.000-80.000 rpm;
- Queda de pressão na turbina: 1,5-2,0;
- $\eta_{térmica} * \eta_{mecânica}$: 65%.

5.4. Cálculos de verificação do eixo do turbo-compressor

Na situação sem carga, o torque líquido obtido no turbo-compressor é utilizado apenas para acelerar o rotor que então adquire elevadas rotações. Para evitar velocidades excessivas, existe no próprio equipamento, conforme apresentado no capítulo referente a turbo-compressores, dispositivos de controle como, por exemplo, o sistema de by-pass. Além disso, o sistema de controle da quantidade de combustível injetado na câmara de combustão da microturbina pode atuar sobre a injeção de combustível, alterando a vazão de gases e a rotação do conjunto.

Conforme mencionado, futuramente pretende-se acoplar o eixo do turbo-compressor a uma caixa de redução e esta a um freio de Prony capaz de medir o torque fornecido pelo sistema, conforme mostra o esquema da Figura 5.8 a seguir.

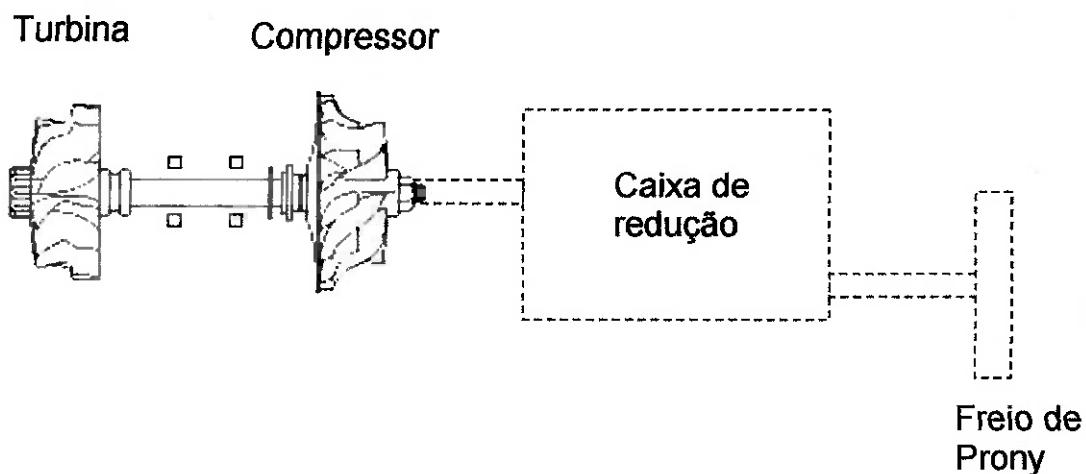


Fig. 5.8: esquema de transmissão e freio de Prony

A expansão dos gases na turbina produz um torque total (ou potência total) que é então transmitida ao compressor. No compressor, parte do torque (ou potência) é gasta no processo de compressão do ar de admissão da câmara, sendo o restante transmitido à caixa de redução e ao freio de Prony para ser medido. As potências máximas envolvidas foram obtidas do projeto termodinâmico e são dadas a seguir.

$$\text{POTÊNCIA TOTAL: } P_{TOT} = 12\text{kW}$$

$$\text{POTÊNCIA DE COMPRESSÃO: } P_{COMP} = 4,5\text{kW}$$

$$\text{POTÊNCIA LÍQUIDA: } P_{LIQ} = P_{TOT} - P_{COMP} = 7,5\text{kW}$$

A seguir serão apresentados os cálculos que foram realizados para verificar se a potência líquida de projeto pode ser transmitida pelo eixo do turbo-compressor adotado. Infelizmente, a fabricante do equipamento não nos revelou exatamente qual o material de que é fabricado o eixo nem suas propriedades mecânicas. Entretanto, outras fontes revelaram que considerar as propriedades mecânicas do aço 1045 HR (hot rolled) seria uma hipótese razoável. Sendo assim, as propriedades mecânicas do aço 1045 HR, obtidas de Juvinall, são as seguintes:

Tensão de escoamento: $S_y = 414MPa$

Tensão de ruptura: $S_u = 638MPa$

Seguindo a recomendação da ASME, adota-se como tensão de cisalhamento admissível $\tau_{adm} = \frac{1}{6}\tau_u = \frac{1}{6} \cdot \frac{S_u}{\sqrt{3}} = 61MPa$. Para um diâmetro de 10 mm do eixo do turbo-compressor, tem-se que o máximo torque (valor admissível) que pode ser transmitido é aquele dado pela expressão 5.2 a seguir.

$$T_{adm} = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_{adm}}{16} = \frac{\pi \cdot (10mm)^3 \cdot 61MPa}{16} = 12N.m \quad (5.2)$$

Devido ao que foi exposto anteriormente, o diagrama de momento torsor no eixo do turbo-compressor é mostrado na Figura 5.9 a seguir, onde T_1 é o momento torsor na parte do eixo entre a turbina e o compressor e, T_2 , após o compressor.

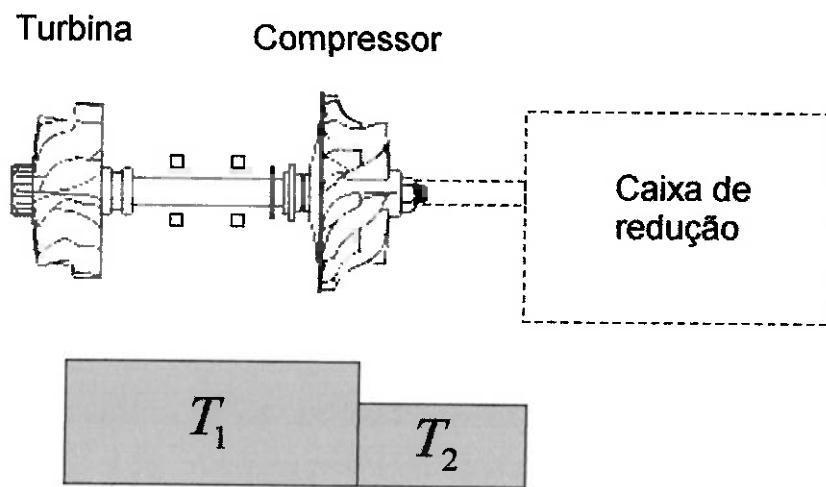


Fig. 5.9: diagrama de momento torsor

Dada a potência P e a rotação n do conjunto, é possível obter o torque no eixo através da equação 5.3 a seguir.

$$T = \frac{P}{n} \quad (5.3)$$

Os cálculos de verificação do eixo do turbo-compressor foram feitos considerando a operação da microturbina com potência máxima, isto é 12 kW de potência total e 7,5 kW de potência líquida. Nessas condições, os torques T_1 e T_2 foram calculados e são apresentados no gráfico a seguir.

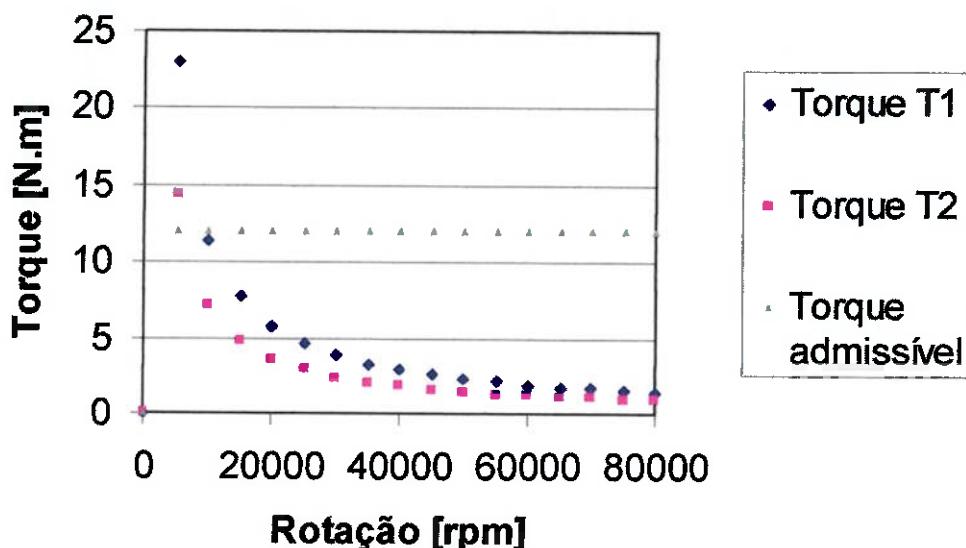


Fig. 5.10: gráfico de torque no eixo do turbo-compressor

O cálculo dos momentos torsóres que atuam sobre o eixo do turbo-compressor, conforme mostrado na Figura 5.10, revela que estes apenas ultrapassam os valores admissíveis para rotações inferiores a 10000 rpm à potência máxima de 12 kW e potência líquida de 7,5 kW. Para potências inferiores, atingem-se os valores de torque máximo admissível em rotações inferiores à 10000 rpm. A rotação em que se atinge o torque máximo admissível é função da potência transmitida, conforme a equação 5.4 a seguir.

$$n = \frac{P}{T_{adm}} \quad (5.4)$$

Sabendo da equação 5.2 que o torque admissível é de 12 N.m, a rotação em que o torque admissível seria alcançado com potência de 20kW seria 15915 rpm, com potência de 40kW, 31830 rpm e assim por diante.

5.5. Projeto e estudos da câmara de combustão

5.5.1. Introdução

Os cálculos termodinâmicos da câmara de combustão da microturbina em questão foram realizados em TF de 2004 e alguns de seus resultados, assim como algumas atualizações e revisões dos mesmos que se fizeram necessárias, foram apresentadas no item referente às Características Técnicas do Projeto. Como continuação do projeto e com o objetivo de construir e implementar a câmara de combustão operando com turbo-compressor automotivo, realizou-se o projeto estrutural da câmara e do suporte ao qual a microturbina será fixada. Para a estrutura desenvolvida, foram realizados cálculos e simulações em elementos finitos com o intuito de verificar o comportamento do conjunto em operação nas condições em que se pretende aplicá-lo. O projeto estrutural em questão foi desenvolvido juntamente com o aluno Daniel Stevanato Pavon cujo TF aborda o mesmo tema. Entretanto, o TF do aluno citado aborda a câmara de combustão sob o ponto de vista estático e termo-mecânico, enquanto o presente TF, sob a ótica do comportamento dinâmico do conjunto.

O projeto estrutural da câmara de combustão foi desenvolvido com base no turbo-compressor selecionado, o modelo Borg Warner K27.2. A partir de suas características, buscou-se desenvolver uma câmara de combustão que possa ser facilmente montada e desmontada e que, principalmente, garanta o bom funcionamento da microturbina minimizando, sobretudo, o efeito de cargas dinâmicas e vibrações.

As principais dimensões, provenientes dos cálculos termodinâmicos, a partir dos quais realizou-se o projeto de adaptação do turbo-compressor K27.2 para operação em microturbina são apresentados na Figura 5.11 a seguir. Nela são indicados os principais componentes (1 a 6) cujas funções são explicadas em seguida.

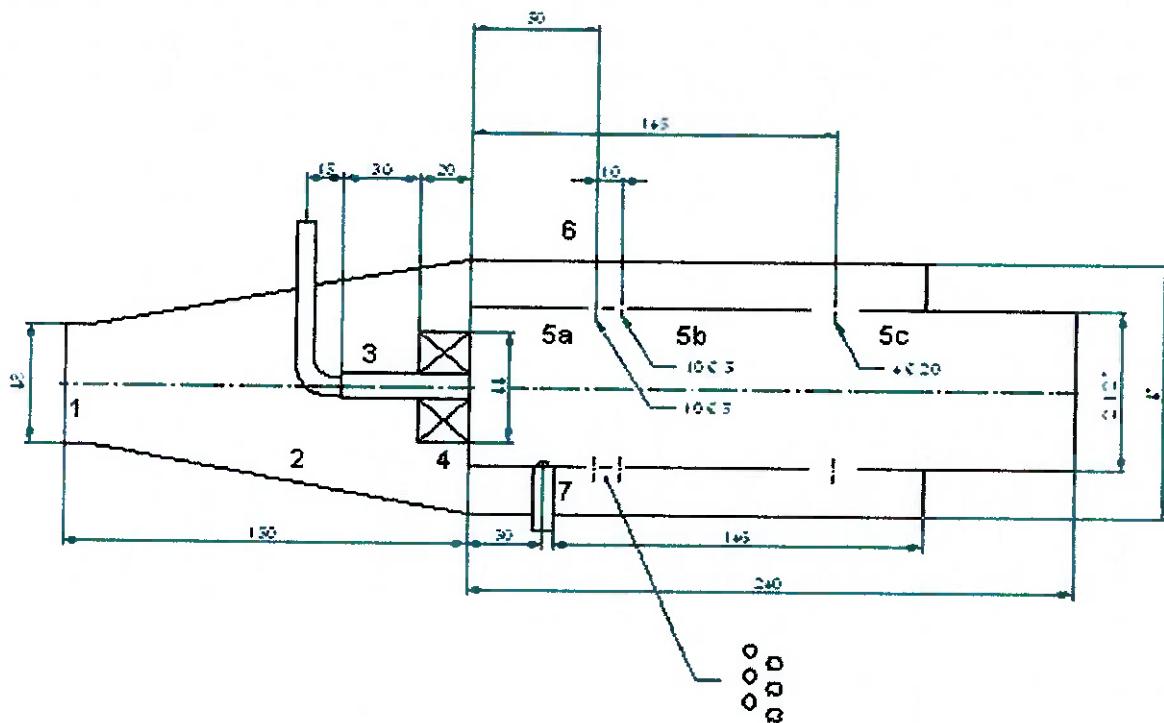


Fig. 5.11: dimensões básicas da câmara de combustão (medidas em mm)

1. O primeiro trecho, à esquerda na Figura 5.11, recebe, por meio de uma mangueira, ar comprimido proveniente do turbo-compressor;
 2. O difusor da câmera tem a função de reduzir a velocidade do fluxo de descarga do compressor e proporcionar condições para uma boa eficiência de combustão no interior da câmara.
 3. A linha de combustível é responsável pela injeção de combustível, neste caso GNV, do reservatório pressurizado para o interior do liner.
 4. O swirler é formado por paletas posicionadas na entrada do liner formando um ângulo de ataque em relação à direção do escoamento do ar. Sua função é formar vorticidade no escoamento do ar que entra diretamente através do liner, o que estabiliza a chama. A Figura 5.12 a seguir ilustra a formação da vorticidade e mostra um exemplo de swirler utilizado em câmaras de combustão.

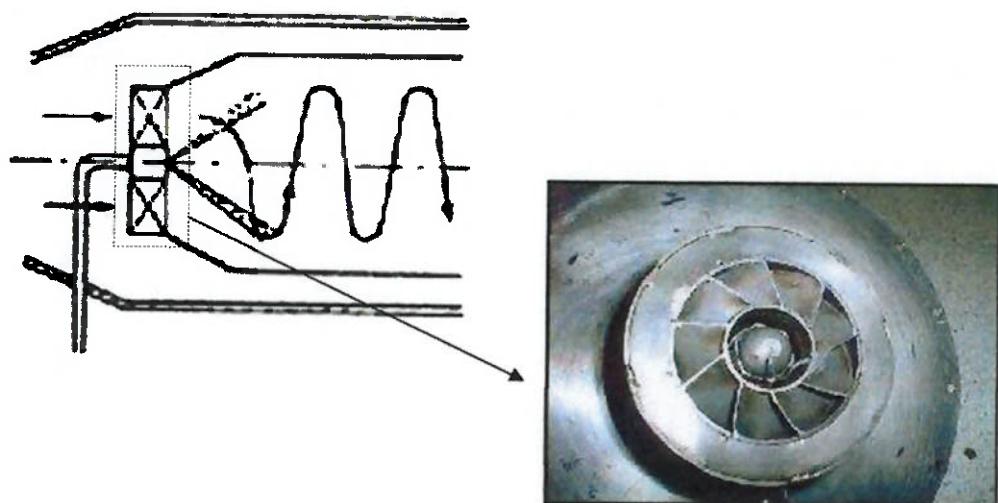


Fig. 5.12: gerador de vorticidade (swirler)

5. O tubo de chamas, ou liner como é conhecido, é onde a combustão efetivamente acontece. A zona primária 5a é onde a maior parte do combustível é queimada e, para se atingir a máxima taxa de liberação de calor, ela deve operar a uma taxa de ar/combustível próxima à estequiométrica. Na zona intermediária 5b deve ocorrer a mistura entre o ar intermediário e o fluxo de gases da zona primária. Finalmente, na zona de diluição 5c, ocorre a diluição dos gases de combustão vindos das zonas primárias e secundárias, proporcionando uma distribuição uniforme da temperatura do fluxo para a entrada na turbina.

6. No interior do casing, fica alojado o liner no interior do qual o processo de combustão ocorre. Após o difusor, o liner admite parte do ar do compressor diretamente por meio do swirler e o restante segue escoando no espaço compreendido pela superfície do liner e do casing. As furações existentes na superfície do liner permitem que mais ar seja admitido no liner, permitindo a diluição do fluxo de gases.

7. Na partida da câmara de combustão, e apenas neste momento, deve-se utilizar um dispositivo de ignição, como por exemplo, uma vela, além de uma central elétrica capaz de proporcionar a diferença de potencial mínima para uma centelha de boa intensidade. O eletrodo da vela deve estar posicionado no interior do liner e, para tanto, deve ser introduzido na câmara passando pela lateral do casing.

A Figura 5.13 a seguir descreve a operação da câmara de combustão e nela é possível visualizar o que foi exposto acima. Ar pressurizado vindo do compressor é admitido pela câmara (azul) e tem sua velocidade reduzida no difusor. Após escoar pelo difusor, parte do ar é guiado para

dentro do liner através do swirler e parte penetra o liner pelos furos de diluição em sua superfície. O movimento rotacional do ar do swirler ajuda a estabilizar a chama que se forma pela admissão do combustível através do sistema de injeção. Conforme mais ar de diluição penetra a câmara, o fluxo de gases de combustão vai tendo sua temperatura uniformizada, o que é necessário para a entrada na turbina.

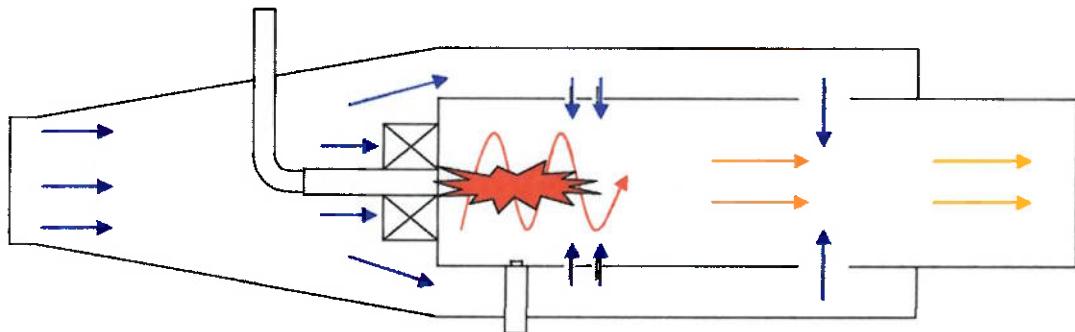


Fig. 5.13: esquema de operação da câmara de combustão

5.5.2. Estrutura da câmara de combustão

Conforme mencionado, todo o projeto estrutural foi realizado em parceria com o aluno Daniel Stevanato Pavon e, por isso, recomenda-se fortemente a leitura de seu TF que contem outras informações sobre o dimensionamento da câmara. Embora no presente texto seja apresentada uma série de informações e considerações sobre o projeto da câmara e da microturbina, por motivo de divisão de escopo, alguns cálculos e explicações adicionais, principalmente os relativos aos carregamentos estáticos e térmicos, são somente abordados no TF mencionado. No apêndice B, entretanto, apresentam-se desenhos detalhados relativos à câmara de combustão.

Desde o início, propôs-se desenvolver uma câmara de combustão que pudesse ser facilmente construída, já que o grupo envolvido no projeto contratará a fabricação da mesma e um projeto simples implica custos reduzidos. Basicamente o que se fez foi buscar aplicar materiais comuns como chapas finas de aço carbono e aço inox de espessuras padronizadas aliado a processos de fabricação usuais como a calandragem e a soldagem das chapas e componentes. A montagem é outro aspecto que foi trabalhado para não trazer complicações, visto que, dado o caráter experimental do projeto, a câmara deverá passar por sucessivas desmontagens e possíveis trocas de peças a fim de se obter a melhor configuração e operação.

A Figura 5.14 mostra uma vista explodida com as peças que compõem a câmara de combustão. São mostrados também alguns acessórios utilizados na fixação da mesma ao suporte e ao turbo-compressor. A câmara foi projetada para operar na posição vertical com o turbo-compressor fixado ao cone de saída (3) por meio de parafusos (8). Entre os flanges das peças 1, 2 e 3 existem vedações de junta para evitar o vazamento de gases de combustão que, no interior da câmara, apresentam pressão superior à externa. Na Figura 5.14 é possível notar nervuras de reforço estrutural que serão soldadas ao flange e à parede do liner cuja principal função é impedir grandes deslocamentos de sua extremidade livre em que o swirler é alojado. Para melhor entendimento, sugere-se a consulta ao apêndice B do trabalho que apresenta os desenhos detalhados de toda a geometria da câmara de combustão.

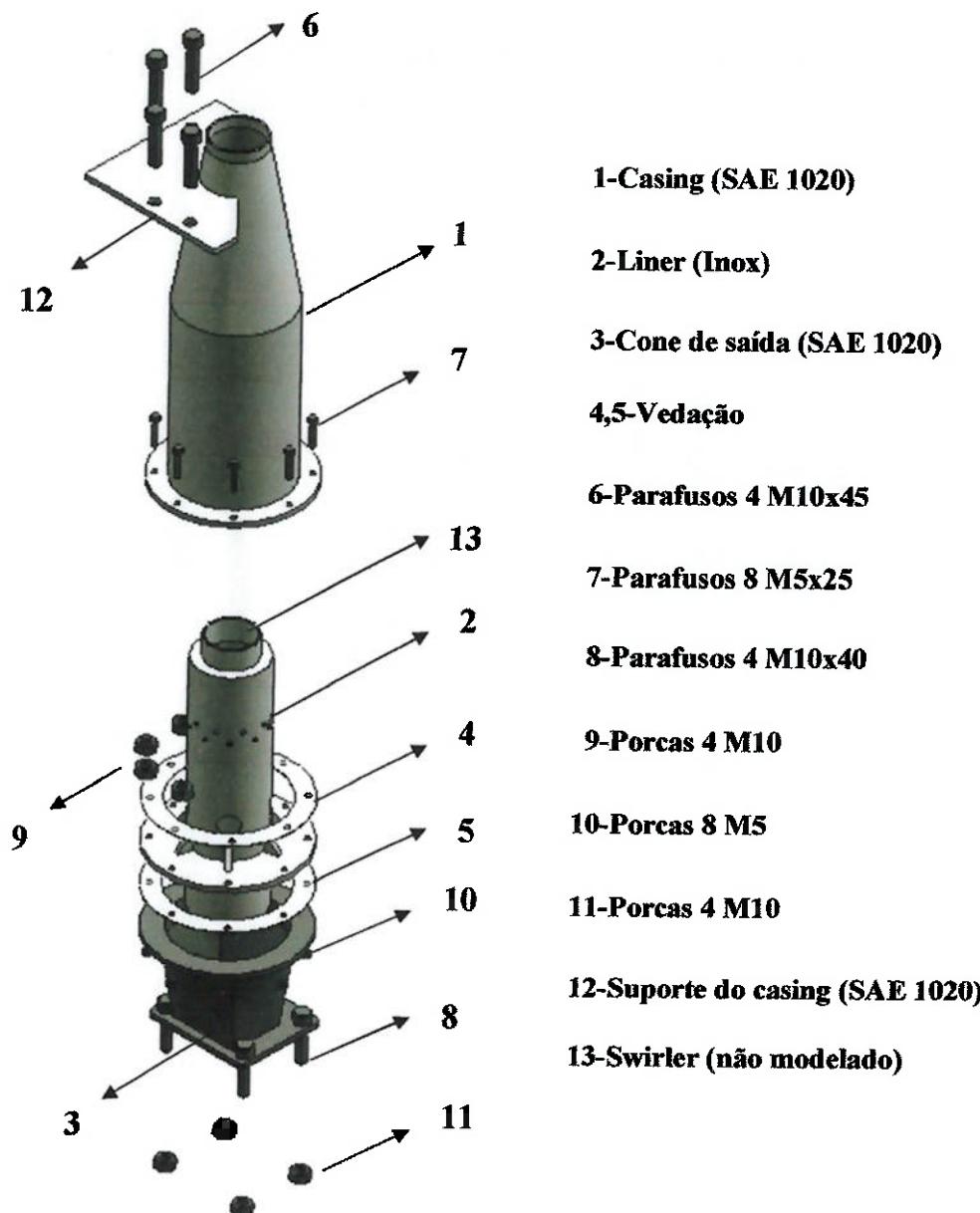


Fig. 5.14: vista explodida da câmara de combustão.

A microturbina que se deseja construir é composta, além da câmara de combustão e do turbo-compressor, por uma série de outros equipamentos e sistemas. O sistema de lubrificação do rotor do turbo-compressor é algo imprescindível para o bom funcionamento do equipamento e envolve equipamentos para pressurização e remoção de calor do óleo. Além disso, o sistema de alimentação de combustível gasoso requer um reservatório de GNV pressurizado, e o sistema de ignição da microturbina, uma central elétrica capaz de produzir a tensão necessária para início do processo de combustão. Estes são alguns dos equipamentos que devem ser posicionados junto da microturbina formando um conjunto compacto. No atual estágio de desenvolvimento do projeto da microturbina, tais equipamentos, não incluídos no escopo e proposta do presente

TF, não estão ainda completamente dimensionados ou selecionados e, por este motivo, as dimensões básicas do suporte foram determinadas com base em estimativas do volume necessário para alojá-los. Optou-se pelo projeto de uma estrutura de barras soldadas às quais os equipamentos necessários para o funcionamento da microturbina possam ser fixados. A Figura 5.15 a seguir mostra a vista explodida da microturbina com o suporte projetado em barras perfil quadrado 1''. A placa de apoio mostrada, com dimensões 120mm x 120mm e espessura de 10mm, tem grande importância na rigidez do conjunto, conforme será discutido oportunamente.

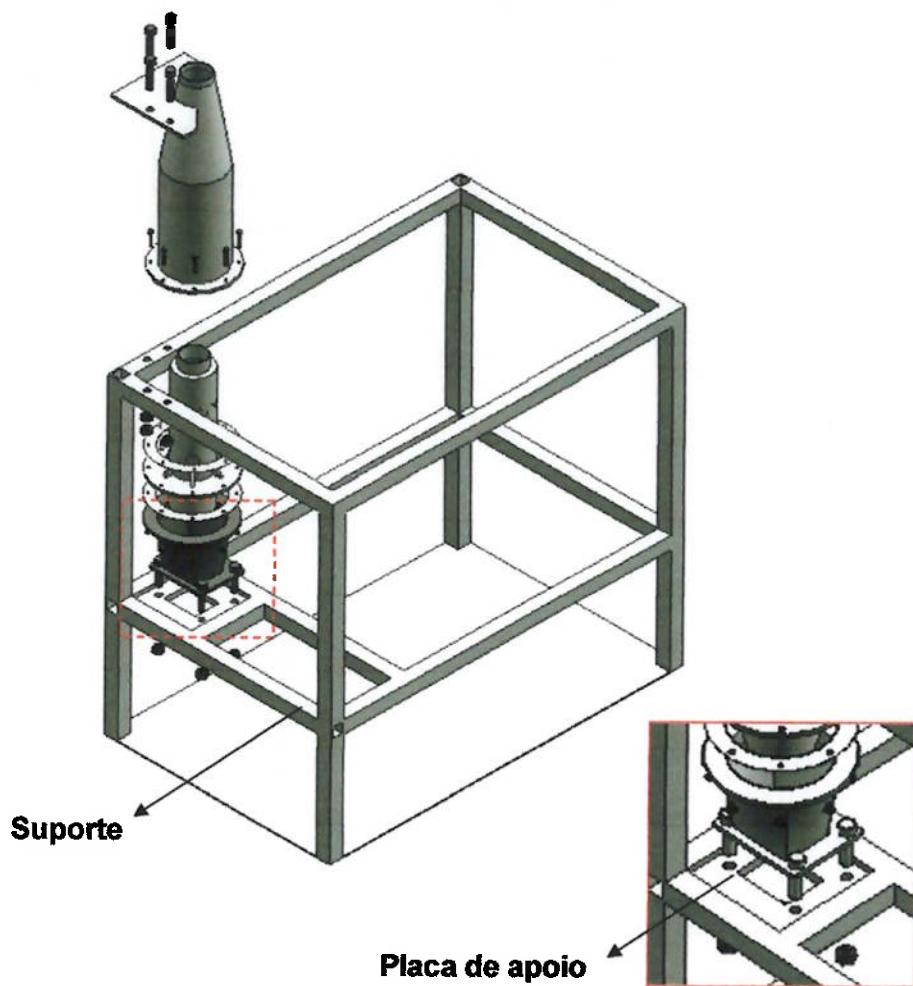


Fig. 5.15: vista explodida e suporte da microturbina

O layout básico do suporte é aquele apresentado na Figura 5.15 acima, entretanto, por tratar-se de barras soldadas, o suporte pode sofrer alterações através da soldagem de novas barras para fixação de equipamentos, conforme necessário.

O turbo-compressor Borg Warner K27.2 que equipará a microturbina é um equipamento relativamente pesado (cerca de 15 kg) para ser suportado pela estrutura de chapas finas da câmara de combustão. Por esse motivo, projetou-se a placa de apoio de 10mm de espessura fixada às barras do suporte sobre a qual o carregamento do turbo-compressor é aplicado. Após a montagem, essa chapa fixa, por meio de parafusos, os flanges da câmara de combustão e da turbina. Com detalhe do flange, a Figura 5.16 a seguir mostra o turbo-compressor K27.2 adotado no projeto da microturbina.



Fig. 5.16: detalhe do flange do turbo-compressor K27.2

5.5.3. Modelagem do sistema

Conforme apresentado no TF do aluno Daniel Stevanato Pavon, o carregamento estático sobre a câmara de combustão mostrou-se de pequena intensidade e pesou pouco no projeto e cálculos desenvolvidos. Devido à presença do turbo-compressor que é uma máquina rotativa e que, como tal, sofre influência de cargas dinâmicas devidas ao desbalanceamento residual e que são transmitidas para a câmara de combustão, fez-se necessária também a caracterização do comportamento modal do conjunto e o estudo de resposta em freqüência da estrutura. Para tanto, desenvolveram-se modelos de cálculo utilizando o Método dos Elementos Finitos através do software comercial Ansys Workbench 8.1.

Numa análise estrutural dinâmica, a primeira informação importante são as freqüências naturais que, quando comparadas ao valor da freqüência de excitação do sistema, podem revelar o risco de ocorrência de ressonância. As freqüências naturais correspondem a propriedades mecânicas do sistema que dependem basicamente de sua rigidez e massa. Para um sistema massa (M) – mola (K) simples, a expressão da freqüência natural é aquela dada na expressão 5.5 a seguir.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (5.5)$$

O sistema massa-mola apresenta um único grau de liberdade e, por esse motivo, apenas uma única freqüência natural. Em sistemas com N graus de liberdade, existem N freqüências naturais, mas que, semelhantemente ao sistema massa-mola simples, também dependem da rigidez e da massa do sistema. Fisicamente, as freqüências naturais representam aquelas freqüências em que a conversão entre os diferentes tipos de energia (potencial, cinética, etc) dá-se de maneira mais fácil. Quando um carregamento é aplicado com freqüências próximas a uma das freqüências naturais do sistema, grande parte da energia introduzida através dessa aplicação é convertida em energia do sistema (amplitude de deslocamento, por exemplo) e as perdas por amortecimento são reduzidas. O gráfico da Figura 5.17 a seguir apresenta a resposta de um sistema de um grau de liberdade com fator de amortecimento igual a 2,5%. Na escala das ordenadas aparece a razão entre o deslocamento dinâmico e o correspondente deslocamento para o carregamento estático, enquanto que nas abscissas está indicada a razão entre a freqüência de excitação e a freqüência natural.

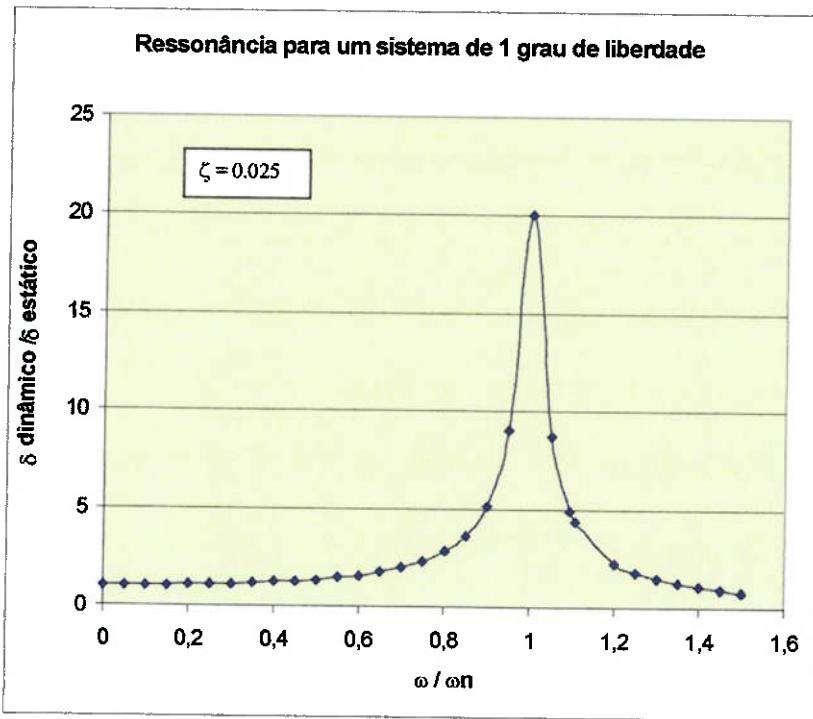


Fig. 5.17: resposta em freqüência para sistema massa-mola com 1 grau de liberdade

O conjunto formado pela câmara de combustão, suporte e turbo-compressor é um sistema excitado por um carregamento em freqüência proveniente do desbalanceamento residual do rotor do turbo-compressor. O conhecimento completo da operação de turbo-compressores não é uma tarefa fácil e, ainda hoje, muitos pesquisadores concentram-se em estudar e descrever os fenômenos envolvidos na operação desses equipamentos. A força de excitação resultante da rotação de um rotor é composta por muitas parcelas harmônicas com diferentes freqüências e amplitudes, cada uma delas denominada um harmônico, conforme descrito na equação 5.6 a seguir. Nesta equação, os coeficientes A e B são as amplitudes das componentes da excitação e os coeficientes a e b são suas respectivas freqüências.

$$F_{RES} = A_1 \cdot \sin(a_1 t) + B_1 \cdot \cos(b_1 t) + A_2 \cdot \sin(a_2 t) + B_2 \cdot \cos(b_2 t) + \dots + A_n \cdot \sin(a_n t) + B_n \cdot \cos(b_n t) \quad (5.6)$$

A descrição da excitação em termos de seus harmônicos somente seria possível através da obtenção do sinal proveniente da vibração do turbo-compressor e posterior estudo através de softwares de tratamento de sinais. Entretanto, sabe-se que o harmônico mais importante e que caracteriza a vibração de uma máquina rotativa é a sua própria freqüência de rotação. Em muitos casos, os coeficientes de amplitude da equação 5.6, exceto A_1 , são pequenos a ponto de sua parcela na excitação resultante poder ser desprezada. Na análise do comportamento dinâmico da microturbina, adota-se a hipótese de que a freqüência de excitação do sistema é

proveniente do turbo-compressor e seu valor é a própria freqüência de rotação do rotor. A rotação de projeto do turbo-compressor na microturbina, conforme já discutido, é de cerca de 60.000 a 70.000 rpm o que equivale à cerca de 1000 a 1167 Hz. Obviamente, durante a partida, processo de estabilização e parada da microturbina, o sistema apresentará outras freqüências de excitação, entretanto, esses são valores transientes nos quais opera-se o equipamento por um curto período de tempo.

A Figura 5.18 a seguir mostra um esquema da microturbina montada que foi modelada para as simulações de análise modal. A chapa de suporte do casing e a placa de apoio, ambas indicadas na figura, são as peças sobre as quais são aplicadas as condições de contorno conforme será apresentado.

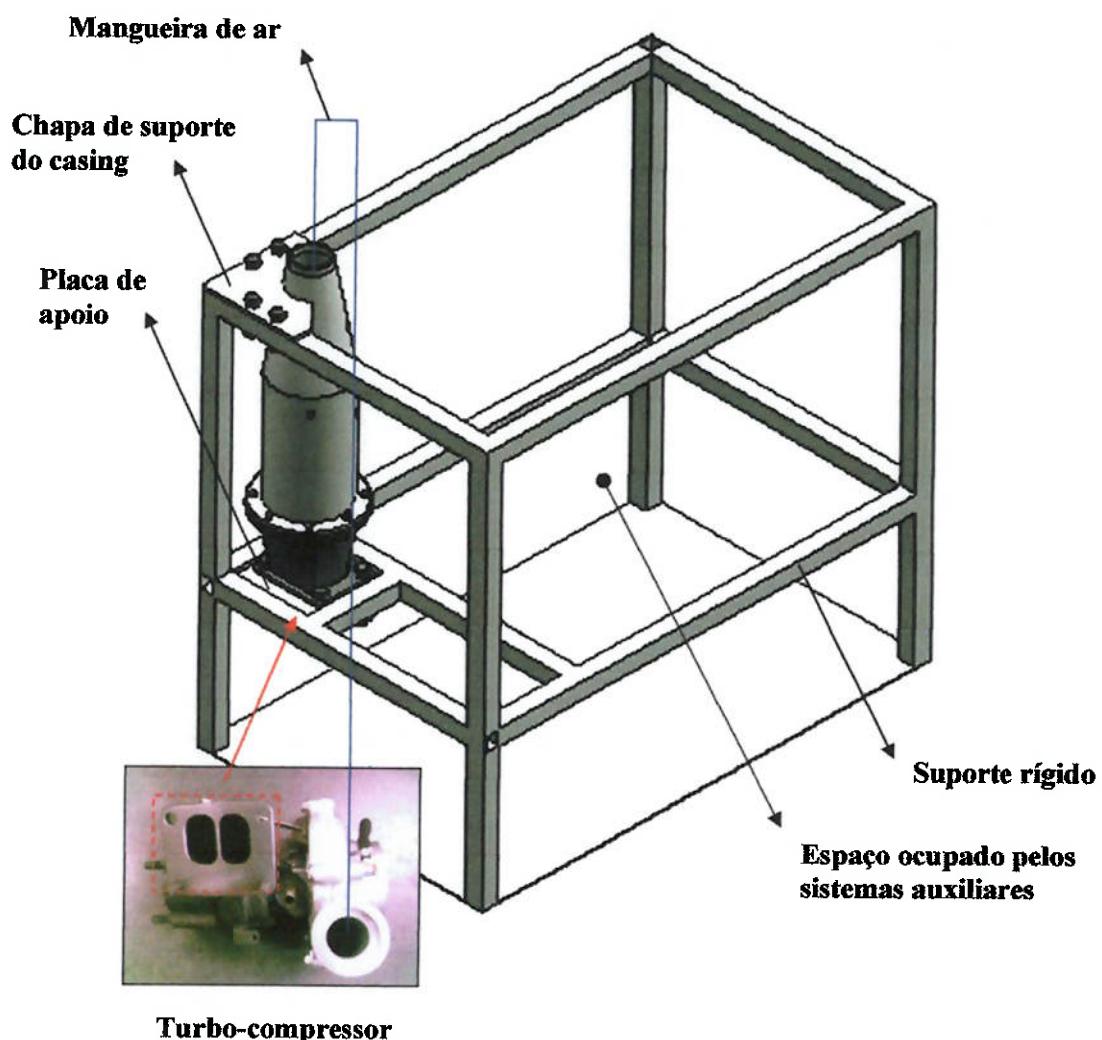


Fig. 5.18: microturbina montada (sistemas auxiliares não mostrados)

O foco do estudo e simulações apresentadas são as freqüências naturais e vibração da câmara de combustão em si, e o suporte, sobre o qual todos os equipamentos dos sistemas auxiliares estão posicionados, foi modelado como rígido. O sistema em estudo é, portanto, constituído pela câmara de combustão completa, incluindo a chapa de suporte do casing, a placa de apoio e pelo turbo-compressor. O swirler, que não apresenta função de rigidez estrutural e com massa menor do que 300g não consta do modelo, assim como o canal de injeção de combustível, o dispositivo de ignição de partida e as furações existentes nas superfícies do casing e do liner para a instalação dos mesmos.

No modelo, todos os parafusos foram suprimidos e as faces por eles mantidas em contato foram fixadas umas à outra através do comando “bonded”, conforme indicado na Figura 5.19. Através do contact region tipo “bonded”, os nós comuns das superfícies envolvidas são “forçados” a terem os mesmos deslocamentos, como se tratasse de um único sólido.

A Figura 5.19 a seguir apresenta o modelo descrito acima utilizado nas simulações. Seguindo a hipótese de suporte rígido, as regiões de contato do suporte do casing e da placa de apoio com as barras que formam o suporte foram fixadas.

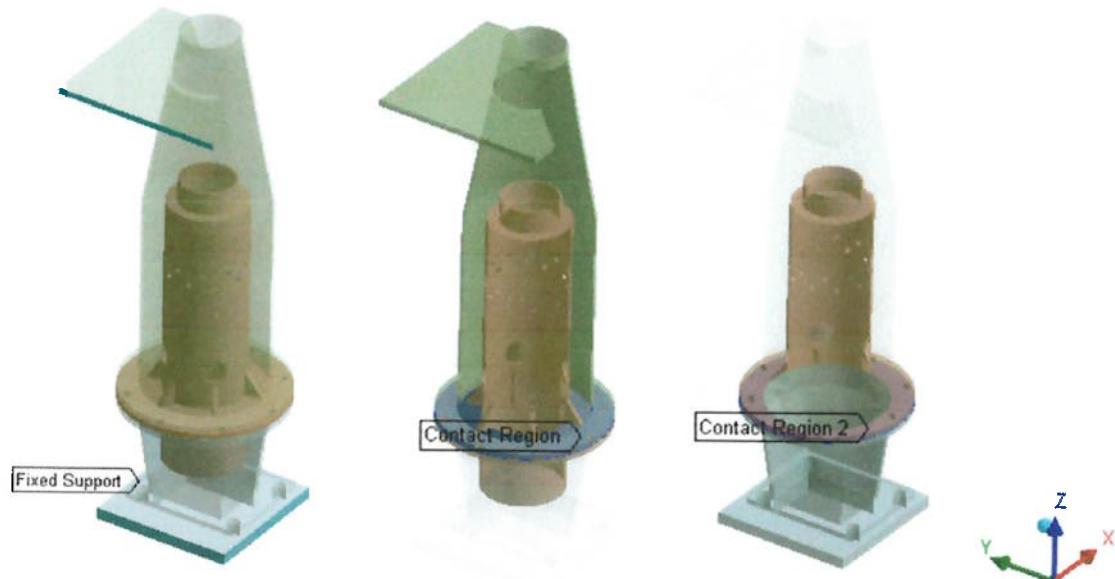


Fig. 5.19: modelo utilizado nas simulações

As propriedades mecânicas do aço dos componentes da câmara utilizadas nas simulações foram as seguintes:

Módulo de Elasticidade: $E = 2 \times 10^5$ MPa

Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,3$

Densidade: $\rho = 7850$ kg / m³

5.5.4. Análise Modal

Utilizando as ferramentas de Análise Modal do Ansys Workbench 8.1, o modelo descrito foi empregado para o cálculo das primeiras freqüências naturais e seus correspondentes modos de vibração. Como em todo estudo utilizando o Método dos Elementos Finitos, este tem limitações e os resultados expressam apenas uma modelagem da realidade. Apesar das hipóteses e limitações presentes no modelo, o estudo desenvolvido e os resultados obtidos são importantes no sentido de permitirem previsões sobre o comportamento da microturbina em operação. As limitações estão, por exemplo, no fato de considerar-se o suporte da câmara como totalmente rígido e também na discretização do modelo realizada através da malha de elementos finitos. Para minimizar o efeito da quantidade de elementos presentes e da qualidade da malha sobre os resultados, realizaram-se simulações nas quais aumentou-se progressivamente o número de elementos. Dessa forma, no momento em que o refino da malha já não mais causava alterações significativas sobre o valor das freqüências naturais, obteve-se a convergência dos resultados. A Tabela 5.1 a seguir apresenta os resultados obtidos através das simulações.

Tabela 5.1: convergência dos resultados

No. Elementos	Freqüências naturais (Hz)			
	1	2	3	4
14368	822,5	852,8	1354,2	14453,5
22626	796,7	835,0	1272,6	1404,9
26640	791,8	831,1	1258,6	1395,3

A Figura 5.20 a seguir mostra a malha de 26640 elementos para a qual houve a convergência dos resultados. Nas simulações utilizou-se o elemento SOLID187 disponível no Ansys Workbench 8.1 que é um elemento quadrático de 10 nós, ou seja, um elemento que apresenta nós intermediários.

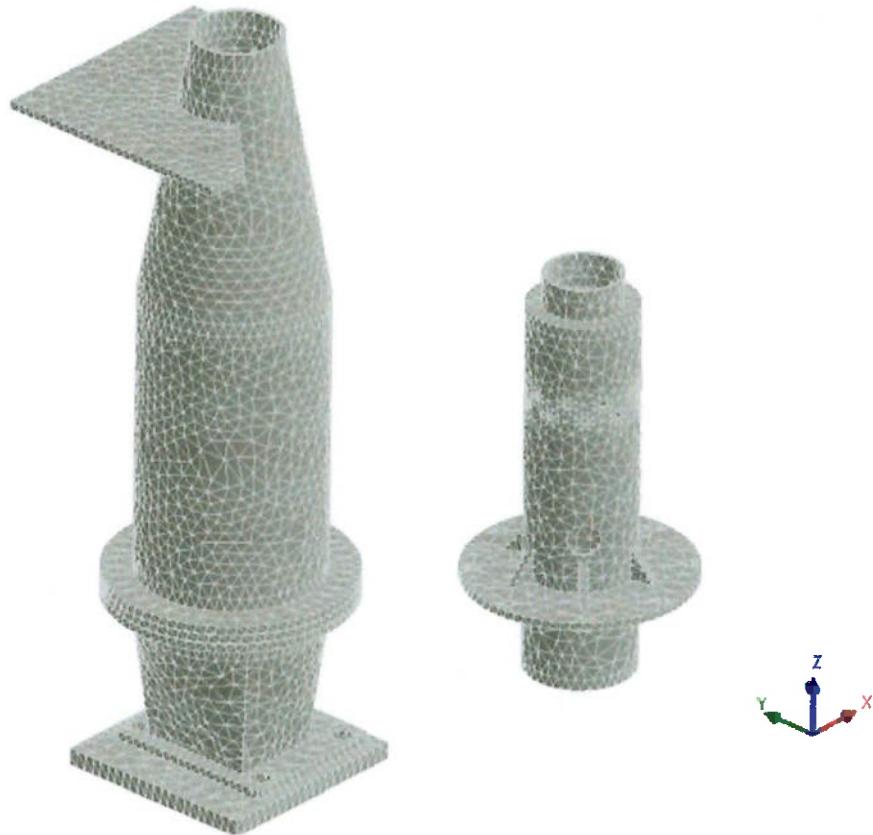


Fig. 5.20: malha com 26640 elementos

A seguir apresentam-se os modos de vibração correspondentes às quatro primeiras freqüências naturais apresentadas na Tabela 5.1. As figuras mostram a configuração de deformação dos modos, mas também é possível visualizar o modelo não deformado para melhor entendimento dos modos. Os deslocamentos totais fornecidos indicados através da legenda de cores das figuras são mostrados em escala ampliada para permitir a visualização.

A Figura 5.21 mostra os modos de vibração correspondentes a primeira e segundas freqüências naturais. Estes são basicamente modos próprios do liner que, grosso modo, comporta-se como uma viga em balanço. A rigidez em ambos os sentidos mostrados na Figura 5.21 são diferentes, o que implica valores de freqüências naturais também distintos. A rigidez no sentido correspondente à segunda freqüência natural é maior do que aquela referente à primeira freqüência natural.

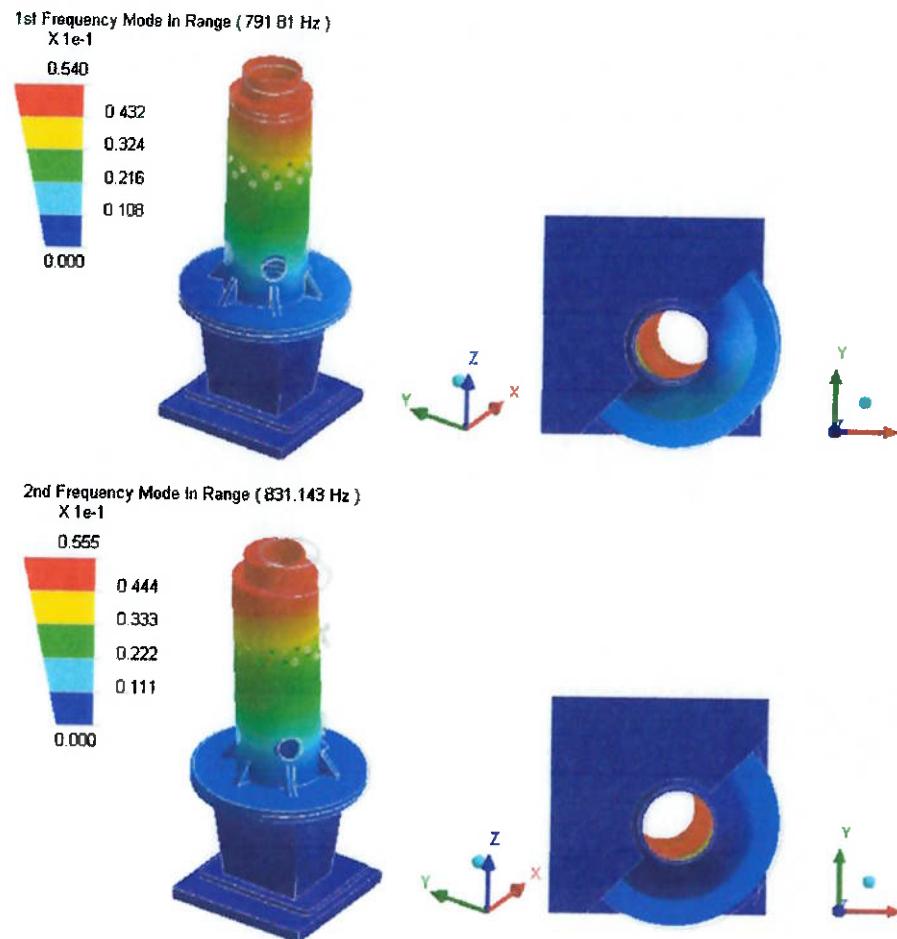


Fig. 5.21: primeira (791,8 Hz) e segunda (831,1 Hz) freqüências naturais

A Figura 5.22 mostra os modos de vibração correspondentes a terceira e quarta freqüências naturais. Tais modos correspondem, de maneira geral, a movimento com direções defasadas de 180° entre o liner e os demais componentes da câmara.

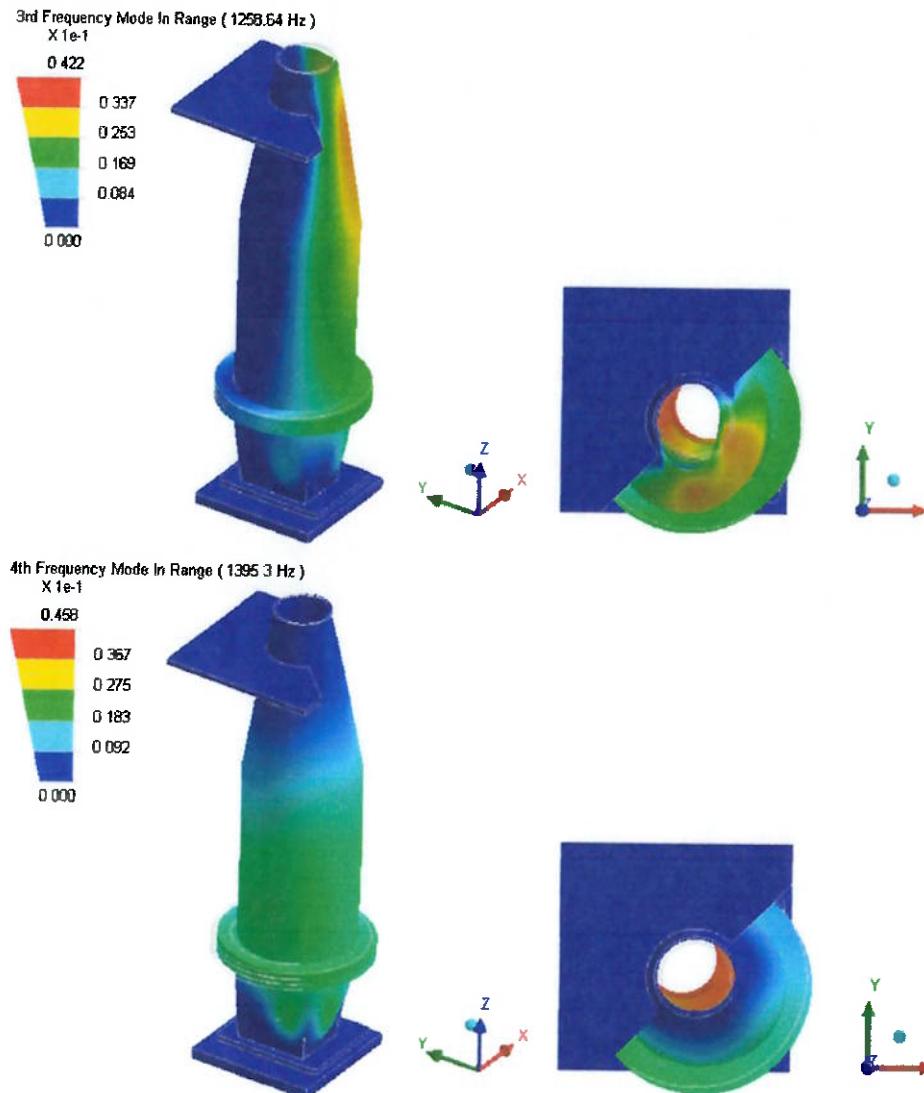


Fig. 5.22: terceira (1258,6 Hz) e quarta (1395,3 Hz) freqüências naturais

Dos valores das freqüências naturais apresentados, nota-se que o sistema apresenta rigidez relativamente elevada, com freqüências naturais cujos valores ultrapassam 1000 Hz. Essa rigidez é devida à elevada rigidez da placa que apóia a câmara e o turbo-compressor, e à chapa de suporte do casing, com espessuras de 10 e 5 mm, respectivamente. O objetivo de introduzirem-se esses componentes no conjunto foi justamente elevar a rigidez do conjunto de tal forma à “transportar” a maior parte das freqüências naturais para a faixa de freqüências acima de 1200 Hz situada fora da faixa de operação do turbo-compressor.

A massa do turbo-compressor acoplado à câmara de combustão é relativamente alta (15 a 20 kg) quando comparada à massa da câmara, inferior a 5kg. Havia, portanto, a dúvida se a massa do turbo-compressor afetaria sensivelmente o valor das freqüências naturais da câmara. Para investigar tal questão, foi incluída no modelo uma geometria do turbo contemplando suas

dimensões básicas e o efeito de sua massa. Conforme se previa, a elevada rigidez da placa de apoio torna o efeito da massa do turbo sobre as freqüências naturais próprias e modos de vibrar da câmara menor do que 5%. A Figura 5.23 a seguir mostra o modelo empregado no estudo da influência do turbo-compressor sobre as freqüências naturais próprias da câmara de combustão.

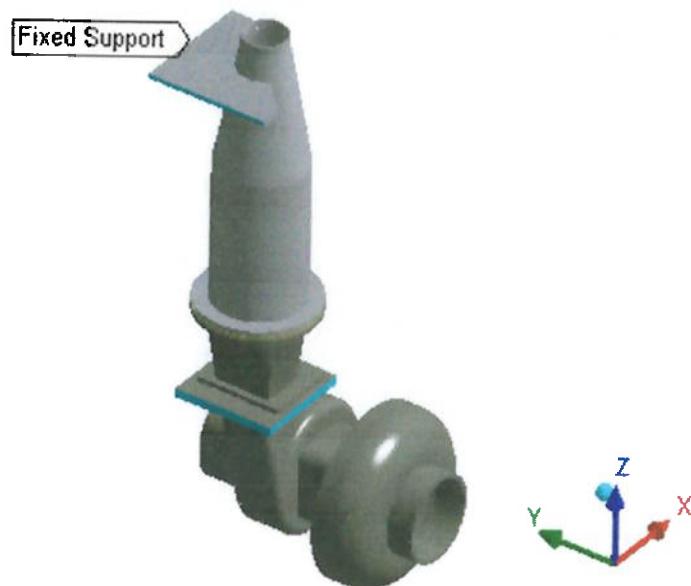


Fig. 5.23: modelo da câmara de combustão com turbo-compressor

5.5.5. Estudo de resposta em freqüência

Em Análise Modal, foram determinados as quatro primeiras freqüências naturais e seus respectivos modos de vibração. A comparação desses valores com a freqüência de excitação do sistema pode revelar a possibilidade de ocorrência de ressonância, situação em que tensões e deslocamentos são amplificados pelos efeitos dinâmicos.

Adotando a hipótese de modelo linear com pequenos deslocamentos, o efeito do carregamento estático pode ser somado ao efeito do carregamento dinâmico para obter-se a resposta do conjunto e avaliar a influência da freqüência de excitação sobre tal resposta. Para a determinação do efeito estático, simulou-se a carga estática que atua sobre a estrutura e que é devida, basicamente, ao peso próprio do conjunto formado pela câmara e pelo turbo-compressor. Estimou-se tal carregamento em 200N correspondente à massa total presa à placa de apoio por meio de parafusos, conforme já apresentado. No modelo empregado, uma carga de 50 N por furação, correspondente à força transmitida por cada um dos parafusos de fixação, foi aplicada. As tensões segundo o critério von misses mostraram-se todas menores do que 0,5 MPa, sendo o valor máximo encontrado na região de fixação dos flanges à placa de apoio, conforme apresentado na Figura 5.24 a seguir.

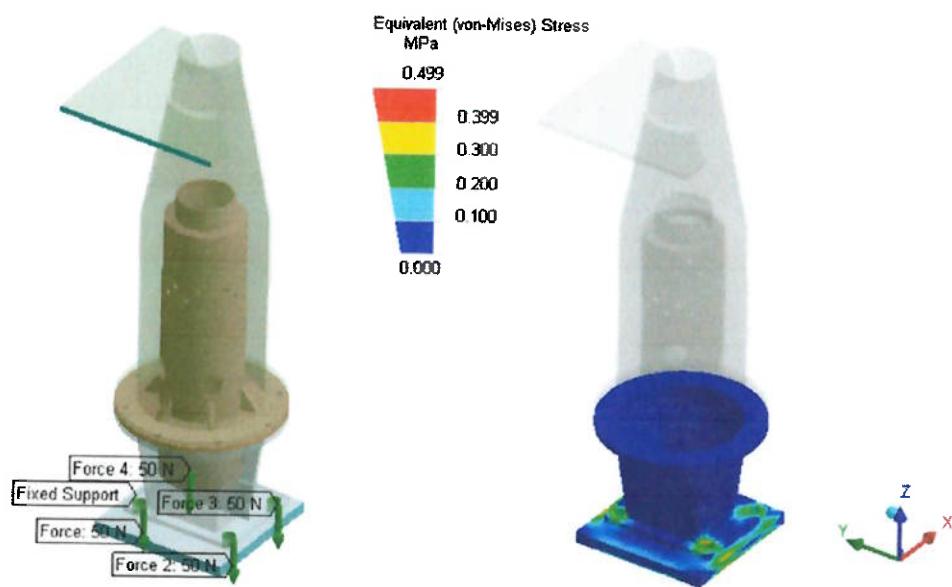
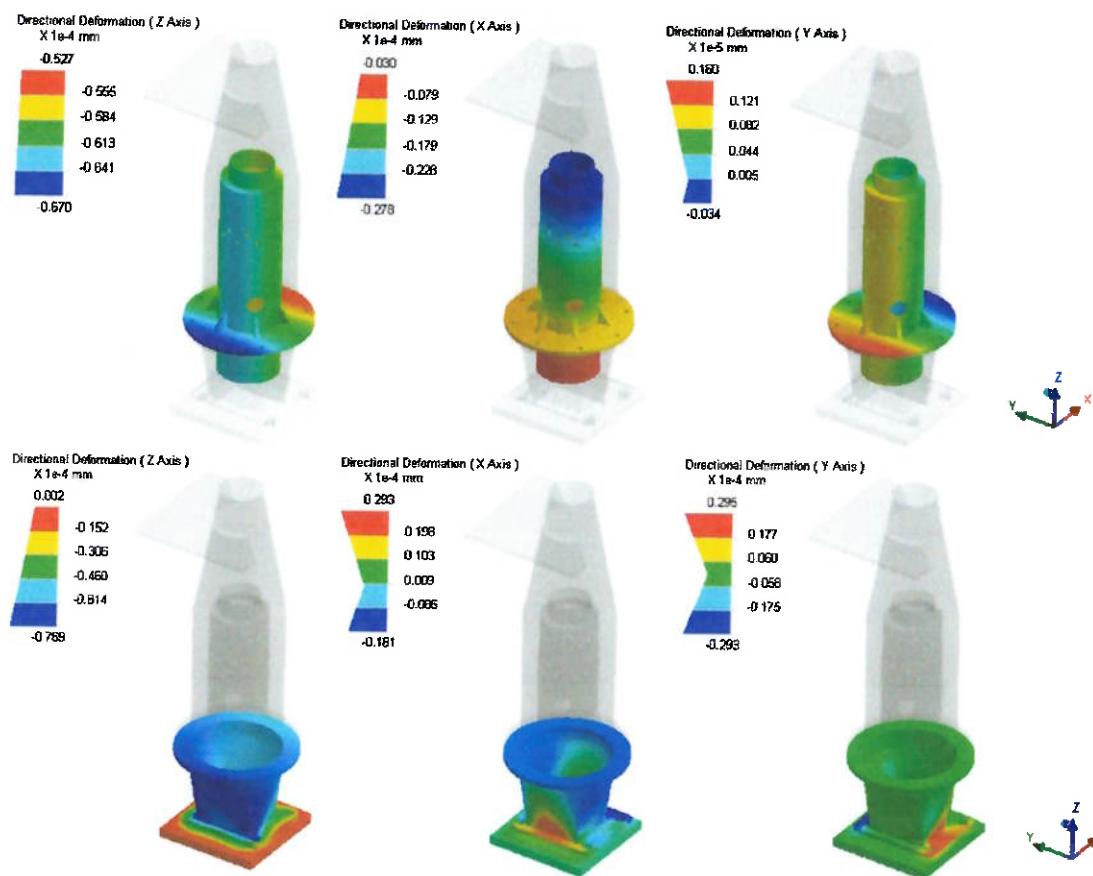


Fig. 5.24: tensões (von misses) sob carga estática total de 200 N

A baixa intensidade da carga aliada à elevada rigidez do conjunto implica tensões e deslocamentos muito reduzidos. A idéia de se projetar um conjunto robusto e que, em operação, sofra pequenos deslocamentos e amplitudes de vibração justifica-se através da necessidade de

minimização de vibração na placa de apoio. Conforme já mencionado, faz parte do projeto a acoplagem de um mecanismo de transmissão de potência do turbo-compressor para um sistema de medição ou geração de energia elétrica e, para tanto, o conjunto placa de apoio mais turbo-compressor deve ter a menor amplitude de vibração possível. A simulação com carga estática revelou que, de maneira geral, os deslocamentos do conjunto são da ordem de alguns microns, sendo os deslocamentos de importância no projeto aqueles referentes à placa de apoio, pelo motivo já exposto, e à extremidade livre do liner, pelo fato de tais deslocamentos poderem influenciar o escoamento de gases na região interna da câmara de combustão. A Figura 5.25 a seguir mostra as deformações do liner, cone de saída e casing nas direções X, Y e Z obtidas na simulação com carga estática.



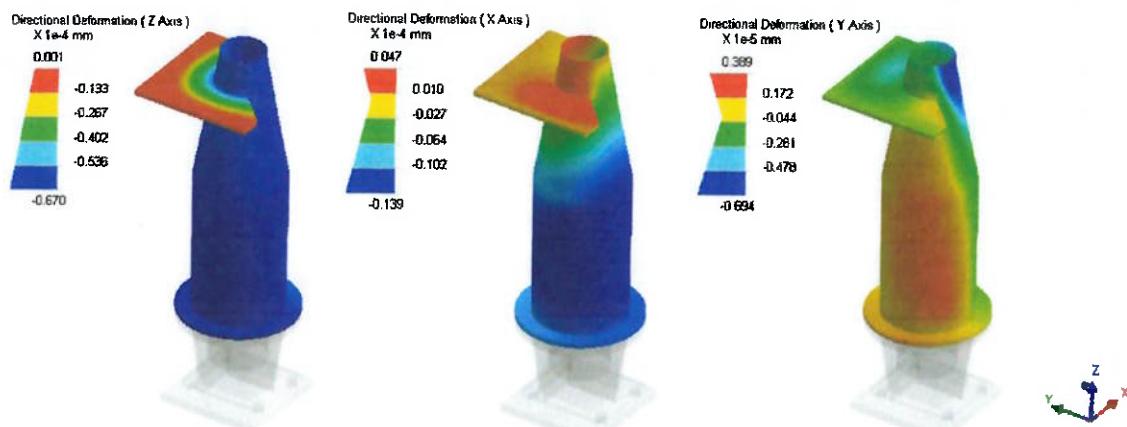


Fig. 5.25: deslocamentos X, Y e Z para o liner, cone de saída e casing

Para a determinação do efeito da carga dinâmica, é necessário o cálculo da intensidade da força de excitação proveniente do desbalanceamento residual do rotor do turbo-compressor. Por operarem a elevadas rotações, turbo-compressores são criteriosamente balanceados através de padrões internacionais como os apresentados pela norma ISO1940. Esse padrão internacional define um fator de qualidade de balanceamento G cujo cálculo é apresentado na equação 5.7 a seguir.

$$G = e \cdot \omega \quad (5.7)$$

onde e é a máxima excentricidade do centro de gravidade do rotor e ω é velocidade angular do mesmo. A Tabela 5.2 a seguir mostra algumas classes de balanceamento definidas pela ISO1940 com destaque para a classe G 2,5 a qual pertencem os turbo-compressores.

Tabela 5.2: Graus de qualidade de balanceamento para vários grupos de rotores rígidos representativos

Grau de qualidade de balanceamento G	Tipos de rotores - Exemplos Gerais
G 4000	Motores-virabrequins de motores marinhos lentos a diesel com número ímpar de cilindros, montados rigidamente.
G 40	Rodas de carros, aros de rodas, conjuntos de rodas, eixos de tração.
	Motores-virabrequins de motores rápidos de quatro tempos (diesel ou gasolina), com seis ou mais cilindros, montados elasticamente.
	Motores-virabrequins para motores de carros, caminhões e locomotivas.
G 16	Eixos de tração (eixos de propulsão, eixos cardan) com requisitos especiais.

	<p>Partes do maquinário de compressores.</p> <p>Partes de maquinário agrícola.</p> <p>Componentes individuais de motores (diesel ou gasolina) para carros, caminhões e locomotivas.</p> <p>Motores-virabrequins de motores com seis ou mais cilindros sob condições especiais.</p>
G 6,3	<p>Partes ou máquinas de plantas de processamento.</p> <p>Engrenagens de turbinas principais marinhas (serviço mercante).</p> <p>Tambores centrífugos.</p> <p>Ventiladores.</p> <p>Rotores montados de turbinas de aviões, à gás.</p> <p>Volantes.</p> <p>Bombas impelidoras.</p> <p>Máquinas-ferramenta e partes genéricas de maquinaria.</p> <p>Armaduras elétricas normais.</p> <p>Componentes individuais de motores sob condições especiais.</p>
G 2,5	<p>Turbinas a gás e vapor, incluindo turbinas principais marinhas (serviço mercante).</p> <p>Rotores de turbo-geradores rígidos.</p> <p>Rotores.</p> <p>TURBO-COMPRESSORES.</p> <p>Tracionadores de máquinas-ferramenta.</p> <p>Armaduras elétricas médias e grandes com requisitos especiais.</p> <p>Armaduras elétricas pequenas.</p> <p>Bombas tracionadas por turbina.</p>
G 1	<p>Gravadores e motores de toca-discos.</p> <p>Motores de máquinas amoladoras.</p> <p>Armaduras elétricas pequenas com requisitos especiais.</p>
G 0,4	<p>Eixos, discos e armaduras de amoladores de precisão.</p> <p>Giroscópios</p>

A força radial de desbalanceamento no rotor que se transmite à carcaça do turbo-compressor e, por sua vez, à placa de apoio e à câmara de combustão pode ser calculada pela seguinte expressão

$$F = m \cdot e \cdot \omega^2 = m \cdot G \cdot \omega \quad (5.8)$$

onde m é a massa do rotor do turbo-compressor e G é a classe de balanceamento conforme definida pela ISO1940. Estimando-se a massa do rotor do turbo-compressor em no máximo 300 g, sabendo que a classe de balanceamento desse tipo de equipamento é G 2.5 e que, na microturbina, ele deve operar a uma velocidade nominal de cerca de 70.000 rpm, calcula-se a intensidade da força de excitação através da equação 5.8.

$$F = (0,3\text{kg}) \cdot (2,5 \cdot 10^{-3} \text{m.s}^{-1}) \cdot \left(70000 \cdot \frac{2\pi}{60} \text{s}^{-1} \right) = 5,5\text{N} \quad (5.9)$$

A partir da força total correspondente ao desbalanceamento residual do rotor do turbo-compressor, simulou-se a resposta do sistema a um carregamento harmônico. O modelo utilizado foi o mesmo adotado na simulação com carga estática (Figura 5.24), entretanto, o valor das forças harmônicas aplicadas, referentes ao desbalanceamento residual do rotor, foi de 1,5 N por furação.

Para avaliar a resposta em freqüência do conjunto, serão apresentados os valores de amplitude radial de vibração da extremidade do liner calculados através da expressão $\sqrt{(amplitude_X)^2 + (amplitude_Y)^2}$ e de amplitudes verticais de vibração (direção Z) do cone de saída. A freqüência nominal de operação do turbo-compressor (cerca de 1100 Hz) foi simulada através do modelo descrito e os deslocamentos são apresentados na Figura 5.26 a seguir. Para tal freqüência, os resultados obtidos foram amplitude radial máxima da extremidade do liner de 2,5 microns e amplitude vertical máxima do cone de saída de 3,2 microns.

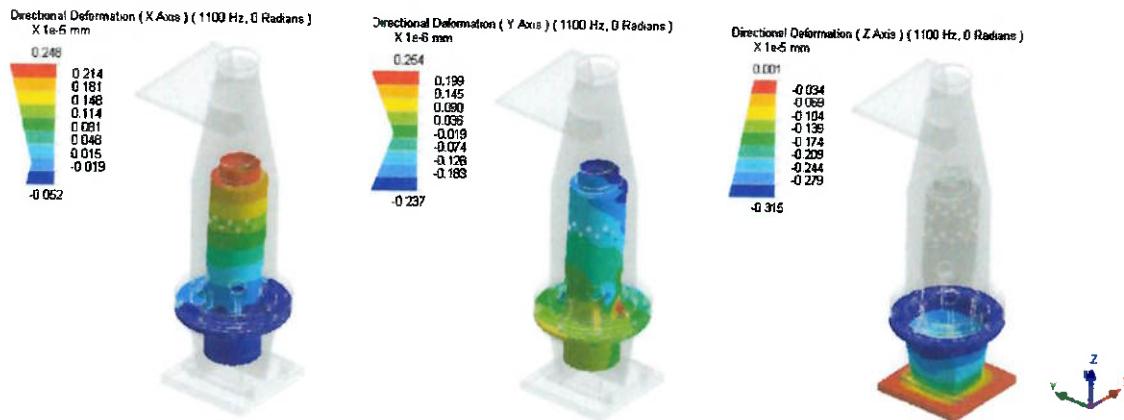


Fig. 5.26: resposta em freqüência (1100 Hz)

A Figura 5.27 a seguir apresenta os resultados referentes à simulação para 800 Hz em que se obteve amplitude radial máxima da extremidade do liner de 18 microns e amplitude vertical máxima do cone de saída de 3,1 microns. A freqüência de 800 Hz corresponde a um valor muito próximo das duas primeiras freqüências naturais da câmara apresentadas na Tabela 5.1 cujos valores são 791,8 e 831,1 Hz. Comparativamente à resposta para a excitação de 800 Hz, nota-se a amplificação da amplitude radial máxima do liner.

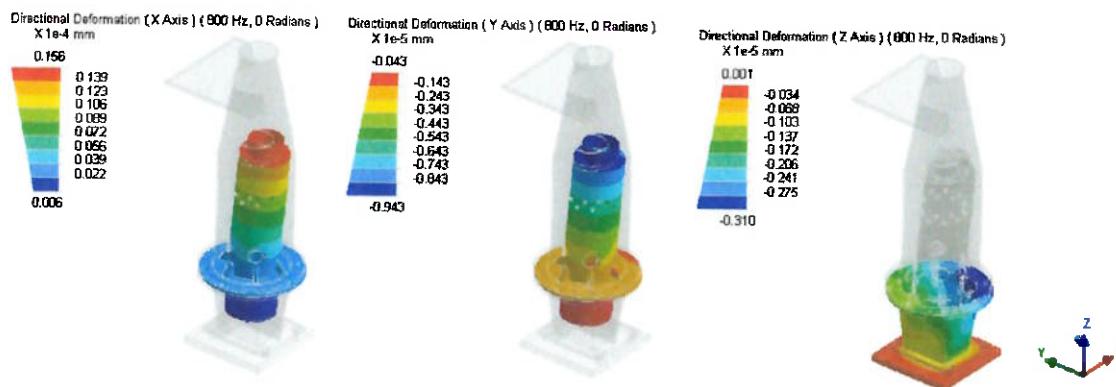


Fig. 5.27: resposta em freqüência (800 Hz)

A Figura 5.28 apresenta os resultados referentes à simulação para 1300 Hz que corresponde a um valor próximo à terceira e quarta freqüências naturais. Os valores obtidos são amplitude radial máxima de 3 microns para a extremidade do liner e amplitude vertical máxima do cone de saída de 3,7 microns.

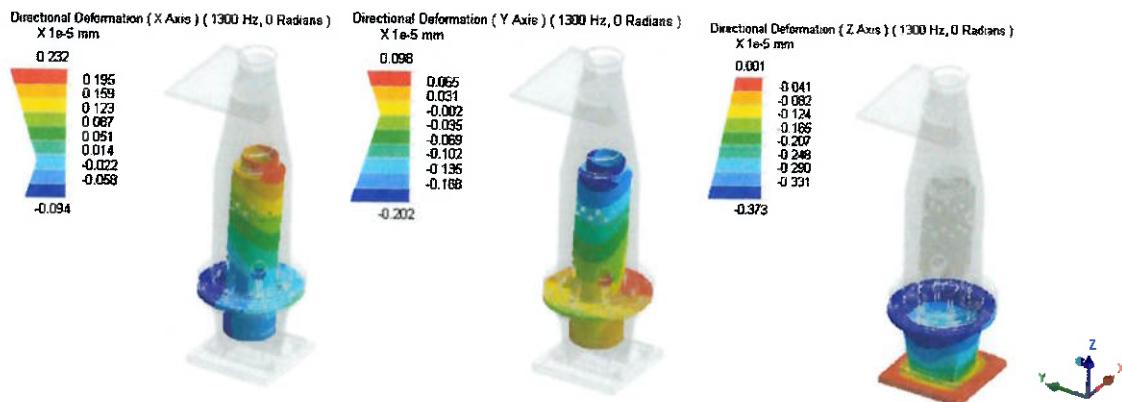


Fig. 5.28: resposta em freqüência (1300 Hz)

A Tabela 5.3 a seguir compara os valores de deslocamentos obtidos para as freqüências 1300, 1100 e 800 Hz.

Tabela 5.3: resposta em freqüência

Amplitudes de vibração (mícrons)	Frequências de excitação (Hz)		
	1300	1100	800
Amplitude radial máxima da extremidade do liner	3	2,5	18
Amplitude vertical máxima do cone de saída	3,7	3,2	3

Os resultados da Tabela 5.3 ilustram o efeito de amplificação das amplitudes de vibração do liner que ocorre quando a freqüência de excitação encontra-se próxima das duas primeiras freqüências naturais. O modelo de carregamento utilizado na simulação com 800 Hz mostrou-se capaz de induzir uma amplitude de vibração cerca de 6 vezes maior do que aquela obtida para as freqüências de 1100 e 1300 Hz.

A configuração deformada sob carregamento estático apresentada na Figura 5.25 deve ser sobreposta às amplitudes de vibração da Tabela 5.3 obtidas por meio do carregamento harmônico para se obter a resposta do sistema. Com relação ao liner, a deformação radial estática é de 28 microns e, com relação ao cone de saída, a deformação vertical é de 77 microns, em torno das quais as amplitudes de vibração apresentadas ocorrem.

6. CONCLUSÕES

O estudo realizado apresentou alguns conceitos e argumentos que colocam a Geração Distribuída em destaque num cenário de crescente demanda energética, como é o caso do cenário brasileiro. Dentre as diversas fontes de GD que apresentam potencial de aplicação nos diversos setores da economia, as microturbinas destacam-se e têm conhecido um acentuado processo de desenvolvimento. O presente Trabalho de Formatura buscou contribuir para o desenvolvimento de uma microturbina de caráter experimental na Escola Politécnica da USP através do projeto e estudo estrutural preliminar de uma câmara de combustão para tal aplicação. O estudo desenvolvido objetivou caracterizar a câmara de combustão sob o ponto de vista dinâmico e complementar o estudo apresentado em outro Trabalho de Formatura que foca a estrutura sob o ponto de vista estático e termo-mecânico.

Mediante os resultados obtidos através da Análise Modal, a câmara de combustão mostrou-se rígida com as primeiras quatro freqüências naturais com valores 791.8, 831.1, 1258.6 e 1395.3 Hz. Segundo a hipótese de que a freqüência de excitação devida ao desbalanceamento residual do rotor do turbo-compressor corresponde a sua rotação nominal, simulou-se a resposta em freqüência da microturbina operando em três diferentes condições. Em uma delas, a freqüência de excitação de 800 Hz aplicada corresponde a um valor situado muito próximo das duas primeiras freqüências naturais que são 791,8 e 831,1 Hz. Em outra situação aplicou-se freqüência de excitação de 1100 Hz correspondente à condição nominal que é a situação a que a microturbina será submetida durante longos períodos de tempo e, por esse motivo, o estudo do comportamento da estrutura em tal condição torna-se bastante importante. A última condição simulada foi a de freqüência de excitação de 1300 Hz que corresponde a um valor muito próximo da terceira e quarta freqüências naturais cujos valores são 1258.6 e 1395.3 Hz. A estrutura também será submetida a outras excitações, entretanto, exceto a condição nominal, estas são todas situações transitórias.

O fato de os deslocamentos envolvidos serem muito pequenos permitiu que o efeito do carregamento estático fosse sobreposto ao efeito do carregamento dinâmico para compor a resposta em freqüência da estrutura. Os resultados das simulações apresentados na Tabela 5.3 mostraram que a amplitude de vibração do liner é amplificada quando a excitação dá-se próxima às duas primeiras freqüências naturais. A aplicação da carga dinâmica com freqüência de 800 Hz proporcionou amplitude de vibração do liner de 18 microns cerca de seis vezes superior às amplitudes correspondentes às excitações com freqüências 1100 e 1300 Hz que são, respectivamente, 2,5 e 3 microns. Entretanto, relativamente às dimensões da estrutura, os

valores de resposta obtidos são pequenos e indicam que estes não devem afetar sensivelmente o funcionamento do conjunto.

O estudo realizado demonstrou que a configuração da estrutura da câmara de combustão e dos suportes submetidos aos carregamentos apresentados proporciona tensões menores do que 0,5 MPa e deslocamentos máximos da ordem de poucos micrões. Considerando os aspectos dinâmicos, a condição de operação nominal da estrutura mostrou-se não ser a mais crítica em termos de amplitudes de vibração. Excitações cujas freqüências são próximas das duas primeiras freqüências naturais do sistema são mais críticas sob o ponto de vista de vibração do conjunto, notadamente do liner.

O comportamento dinâmico da microturbina tema do presente trabalho é de equacionamento muito mais complexo e envolve uma série de outros fatores que talvez não tenham sido contemplados nesse trabalho, entretanto, os estudos aqui apresentados e o conhecimento acumulado foram úteis para um contato inicial com os fenômenos dinâmicos envolvidos na operação da microturbina.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Santos, F. A. e Veras, C. A. G. e Carvalho, M. O. M; “Projeto e Estudo de Desempenho da Câmara de Combustão de uma Microturbina”; IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas.
- [2] Pavon, D. S; “Adaptação de um turbo-compressor automotivo para uso em microturbina a gás-Estudo estrutural preliminar”; Trabalho de Formatura; 2005.
- [3] 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, 2004.
- [4] JUVINALL, R. C. ; MARSHEK, K. M. ; Fundamentals of Machine Component Design; Third Edition; John Wiley & Sons, Inc. ; 2000.
- [5] GOODWIN, M. J.; Dynamics of Rotor - Bearing Systems; London, Unwin Hyman; 1989.
- [6] Brito, O.; Apresentação “O Novo Marco Regulatório e as Perspectivas da GD”; 2004.
- [7] Silva, J. B.; Apresentação “GD e a Estabilidade. Integrando GD e a Rede”; VII Seminário de Geração Distribuída; 2004.
- [8] Pedrosa, P.; Apresentação “O Novo Marco Regulatório e as Perspectivas da GD”; Seminário de Geração Distribuída; 2004.
- [9] Gas-Fired Distributed Energy Resource Technology Characterization; NREL - National Renewable Energy Laboratory – US. Department of Energy; 2003.
- [10] Strategic Plan for Distributed Energy Resources; US Department of Energy; 2000.
- [11] Atlas de Energia Elétrica do Brasil; Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL; 2002.
- [12] Diretrizes para Apresentação de Trabalhos Finais; Serviço de Bibliotecas da EPUSP; 2003.

Sites da Internet (acessados no período de Março a Dezembro de 2005):

<http://www.turbodriven.com>
<http://www.turbocompressori.net>
<http://www.honeywell.com>
<http://www.users.zetnet.co.uk/gas/combust.htm>
<http://www.portalgd.com.br/>
<http://www.aneel.gov.br/>
<http://www.microturbine.com/>
<http://www.howstuffworks.com/>

APÊNDICE A – Capstone Microturbine C60



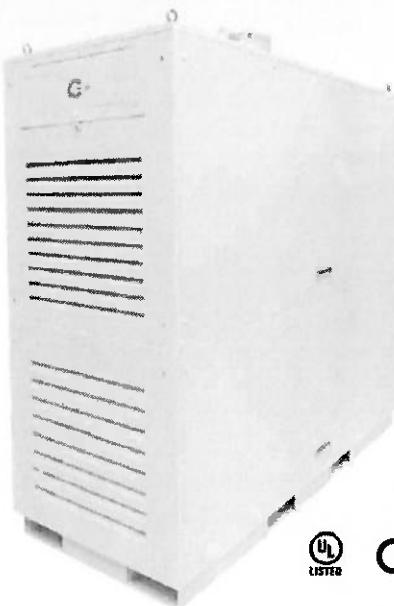
The Capstone C60 MicroTurbine™ system is a compact, very-low-emission generator

FEATURES

- Load-following 0-60 kW
- 360-528 VAC, 50/60 Hz (grid-connect)
360-480 VAC, 10-60 Hz (stand-alone)
- 3-phase, 3 or 4-wire wye (4-wire stand-alone)
- 100ARMS/phase max continuous
- Grid-connect and/or stand-alone
- Maintenance-free air bearings
- No liquid lubricants
- No liquid coolants
- Digital power controller
- Built-in display and user interface
- Built-in protective relays
- Built-in MultiPacking of 2-20-units
- Open communications protocol
- Made in USA

BENEFITS

- Ultra-low emissions
- Fast and easy permitting
- 8,000 hr recommended service intervals
- Quick, minor maintenance parts/labor
- Direct2Grid™ interconnection
- No fluid storage, changes, leaks, disposal
- No hazardous fluids or materials
- Uncontaminated exhaust heat for CHP
- Phase-to-phase balance (0-100%) on stand-alone units
- Easy energy management integration
- Small footprint and relatively light weight
- Vibration-free
- Much quieter than reciprocating engine
- Easy indoor/outdoor/rooftop siting
- Zero hardware arraying (up to 1.2 MW)
- Optional remote dispatch/monitoring, hot-water CHP, sound attenuation



Certifications

- UL 1741
- UL 2200
- IEEE 519
- CEC Rule 21
- NYPSC DG
- CARB DG 2003
- EPA Exempt
- WY DEQ Exempt
- NEMA 3R / IP 14
- Others



Dimensions

H: 2110 mm (83")
W: 762 mm (30")
D: 1956 mm (77")

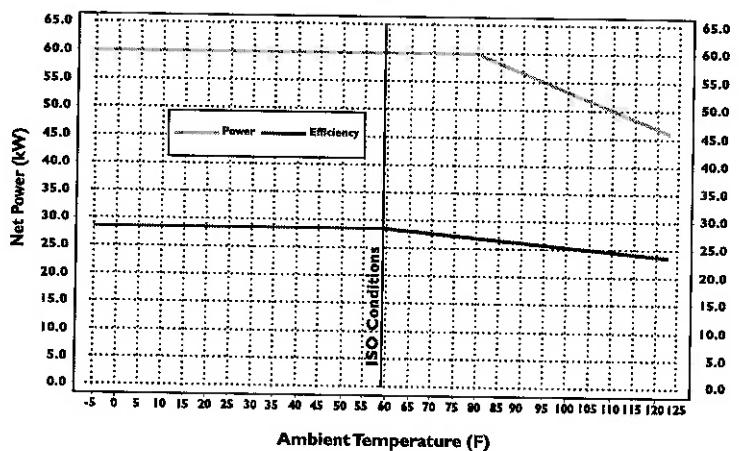
Weight

758 kg (1671 lb)
Add 363 kg (800 lb) for stand alone

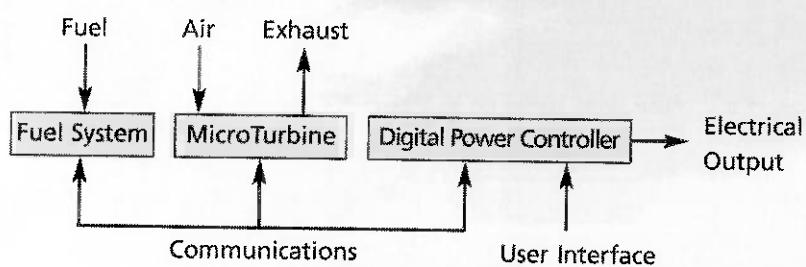
Sound

70dBA @ 10 m (33 ft)
65dBA @ 10 m (optional)
CE Lwa 98 compliant

C60 Net Power and Efficiency*
at Ambient Temperature, Sea Level



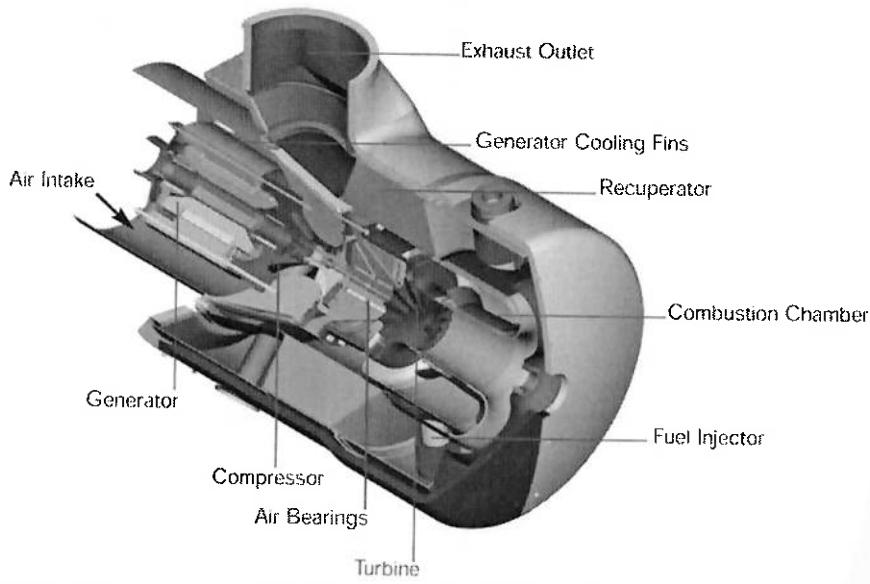
Capstone C60 MicroTurbine System



The Capstone C60 MicroTurbine system is a compact, ultra-low-emission generator providing up to 60 kW of power and 150 kW of heat for combined heat and power applications. Solid-state patented power electronics permit 0-60 kW load following, safe zero-hardware Direct2Grid™ interconnection, advanced communications and 2-to-20-unit stand-alone MultiPacking with no external hardware except computer cables. Automatic grid/stand-alone switching, single/multi-unit fuel gas compressor, heat recovery unit, 100-unit PowerServer™ networking, remote monitoring/dispatch and other functionalities are available options.

The system incorporates a compressor, recuperator, combustor, turbine and permanent magnet generator. The rotating components are mounted on a single shaft, supported by patented air bearings, that spins at up to 96,000 rpm. This is the only moving part of the microturbine. The generator is cooled by inlet air flow. The system uses no oil, lubricants, coolants or other hazardous materials, and has no pumps, gearbox or other mechanical subsystems. The system achieves ultra-low NOx performance with no post-combustion catalysts or other exhaust cleanup devices or chemicals. System output is variable frequency (50/60 Hz) 3-phase AC power.

Capstone C60 MicroTurbine Generator



The microturbine generator for power on or beyond the grid:

- Ultra-Low Emissions
- Designed for Ultra-Low Maintenance
- Fuel-Flexible
- Air-Cooled
- One Moving Part
- No Lubricants or Coolants



ISO 9001:2000

Visit www.microturbine.com or call 818-407-3770
or, toll free, 866-4-capstone (866-422-7786)
to find your authorized Capstone distributor.

Power when and where you need it. Clean and simple. Now.

Capstone and the turbine blade logo are Registered Trademarks of Capstone Turbine Corporation. Unique factors at individual sites may affect system output and performance.

Full Load Specifications

@ ISO Conditions (15°C/59°F @ sea level)

Power:

60 kW net (+0/-2)*

83 kVA max @ 480 VAC

Electrical Efficiency (LHV):

28% (± 2)*

Heat Rate (LHV):

12,900 kJ (12,200 Btu) / kWh

Exhaust Temp.:

305°C (580°F)

Mass Flow:

0.49 kg/s (1.06 lb/s)

Exhaust Energy:

571,000 kJ/hr (541,000 Btu/hr)

NOx: <9 ppmV @ 15% O₂

(<0.49 lb/MWh)

Fuel:

Natural gas @ 75-80 psig

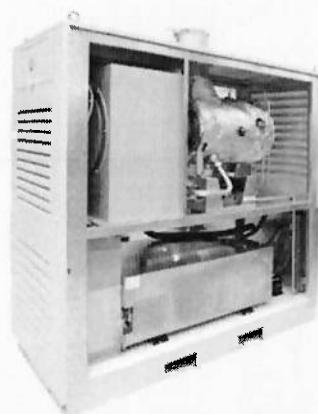
HHV 849,000 kJ/hr

(804,000 Btu/hr)

* Without gas compression option.

Fuel heat content: 36.1 to 42.1 MJ/m³ (970 to 1130 Btu/scf) HHV, natural gas, methane.

The manufacturer reserves the right to change or modify, without notice, the design or equipment specifications without incurring any obligation either with respect to equipment previously sold or in the process of construction. The manufacturer does not warrant the data on this document. Warranted specifications are documented separately.

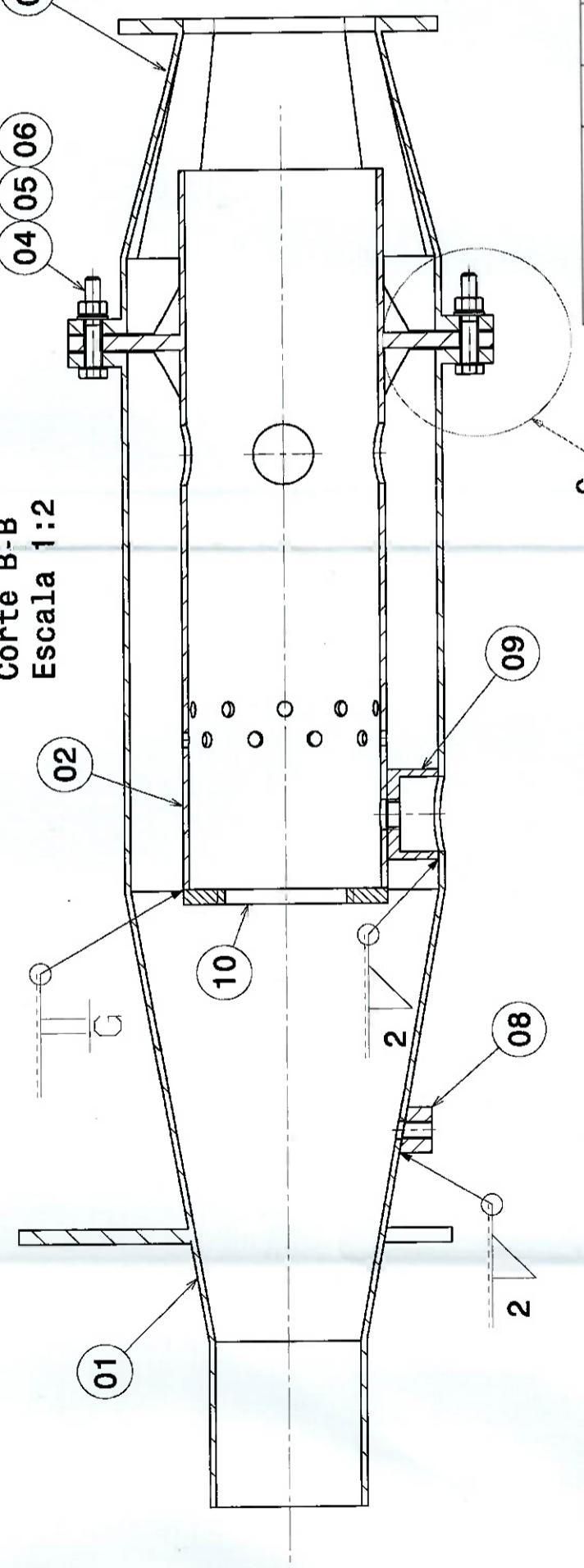


Capstone C60

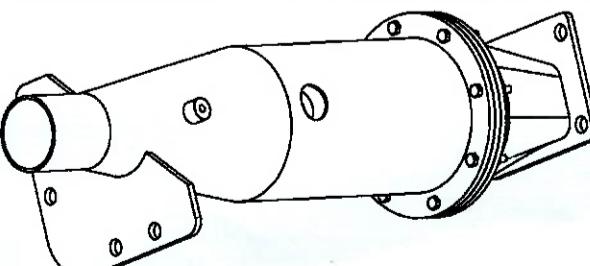
APÊNDICE B – Desenhos da câmara de combustão

NOTAS GERAIS

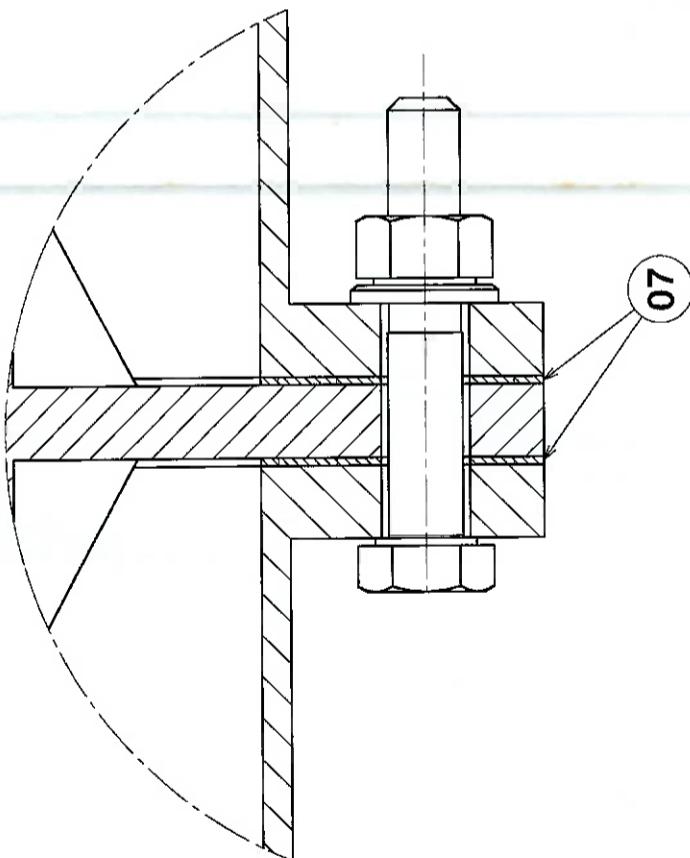
Corte B-B
Escala 1:2



lista Isométrica
Escala 1:5



Detailhe C
Escala: 2:1



A technical drawing of a mechanical part labeled 'A'. The part features a central threaded hole surrounded by a flange. Four circular holes are positioned at the top and bottom corners of the main body. Two rectangular slots are located on the right side. The drawing includes a vertical centerline and horizontal reference lines. Two views are shown: a front view and a cross-sectional view labeled 'B-B'.

CÓDIGO	DESCRIÇÃO	UNID.	QTD.	PESO NETO	PESO BRUTO
TF.04.017	A2 1 10 Encaixe do Swirler			0,091	
TF.04.016	B3 1 09 Anel de Encaixe da Vela			0,047	
TF.04.015	B2 1 08 Anel de Encaixe da Mangueira de Combustível			0,012	
TF.04.014	D3 2 07 Junta de Vedação			NB24	0,003
TF.04.012	A4 8 06 Porca M5			—	0,001
TF.04.011	A4 8 05 Arneta Lisa Ø5x10			—	—
TF.04.010	A4 8 04 Parafuso Hexagonal M5x30			—	0,006
TF.03.001	A3 1 03 MONTAGEM DO BOCAL			—	0,936
TF.02.001	A3 1 02 MONTAGEM DO LINER			—	1,265
TF.01.001	A2 1 01 MONTAGEM DO CASING			—	2,343
TF.00.001	— — CÂMARA DE COMBUSTÃO			—	4,672
				MATERIAL E DIMENSÕES	

MONTAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

**ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO**

DESENHO DE CONJUNTO

01	—	DANIEL	10/11/2005
REV.	PM	RESPONSÁVEL	DATA
REVISÕES			

UTILIZADO EM

FORMATO A3 (420x297)

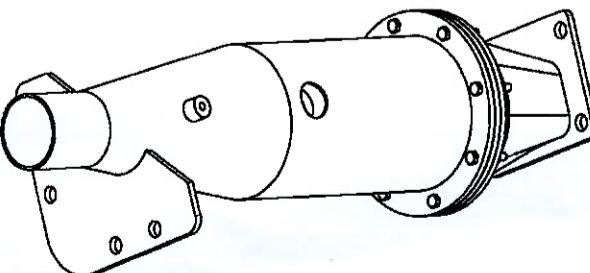
ESTE DES ENHOS E PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA ESCOLA POLITÉCNICA SENDO PROIBIDA TODA QUALQUER REPRODUÇÃO OU COMMUNICAÇÃO A TERCEIROS SEM AUTORIZAÇÃO. ESCRITA PREVIA.

NOTAS GERAIS

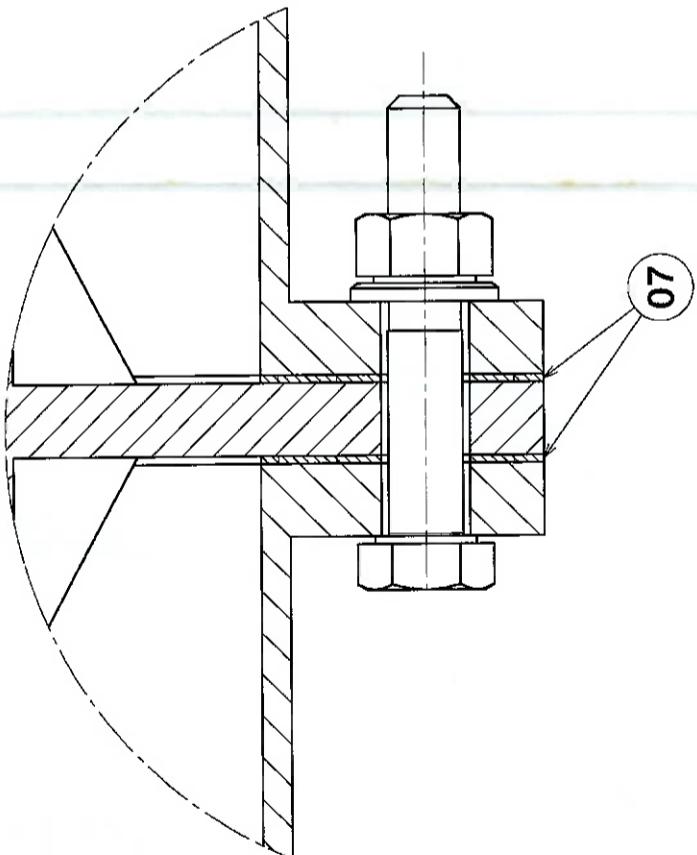
Corte B-B
Escala 1:2

Corte B-B
Escala 1:2

Vista Isométrica
Escala 1:5



Detalhe C 2:1



卷之三

MONTAGEM DA CÂMARA DE COMBUSTÃO

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

DESENHO DE
CONJUNTO

REVIEWS

UTILIZADO EM

NÚMERO DO DESENHO

1

4

1

UTILIZADO EM

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

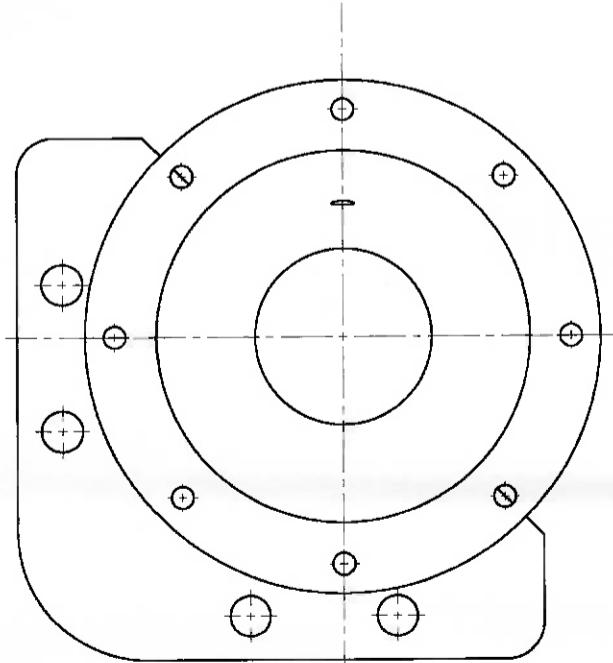
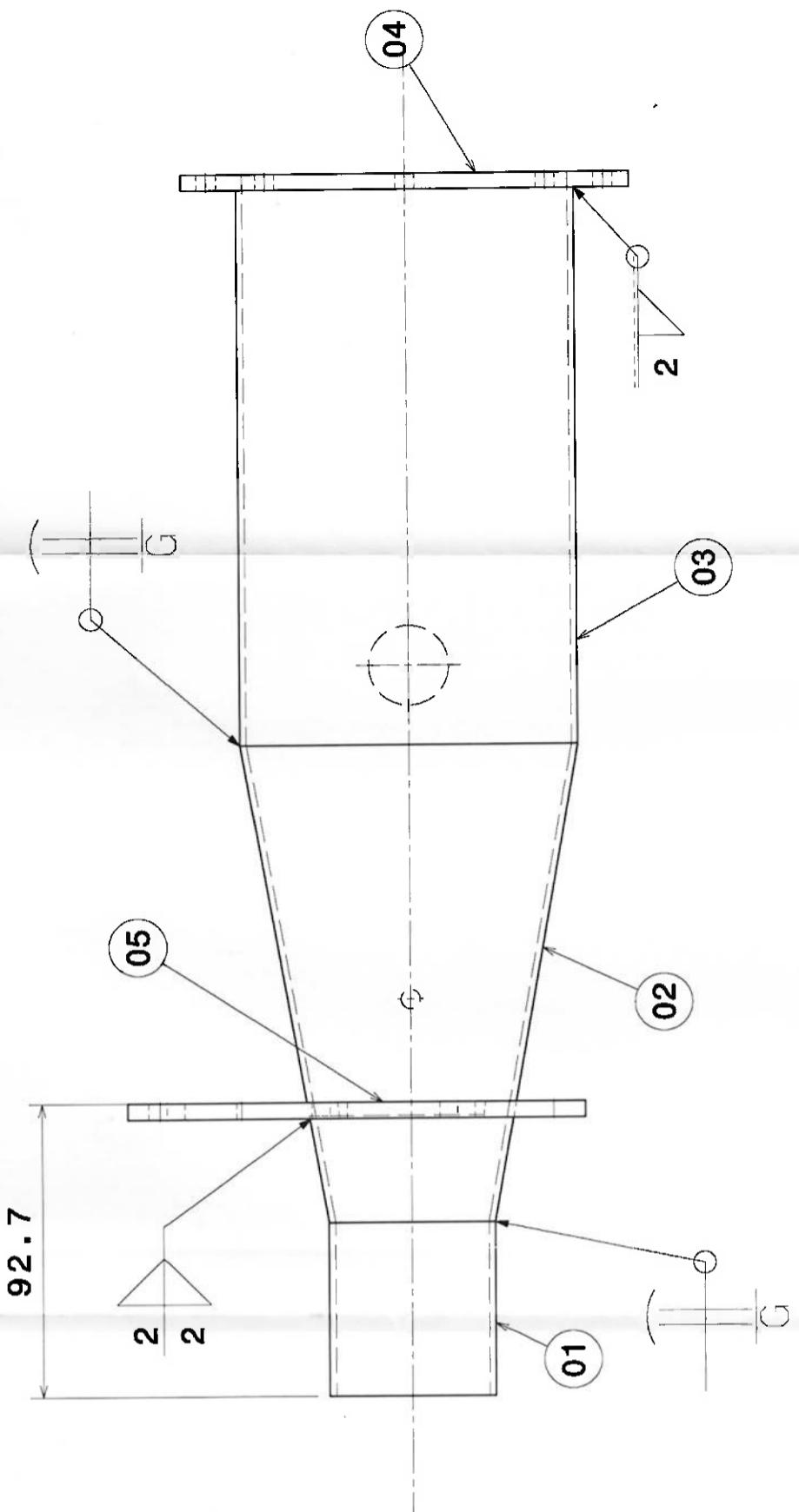
NÃO MEDIR COM REGUA

FORMATO A3 (420x297)

2

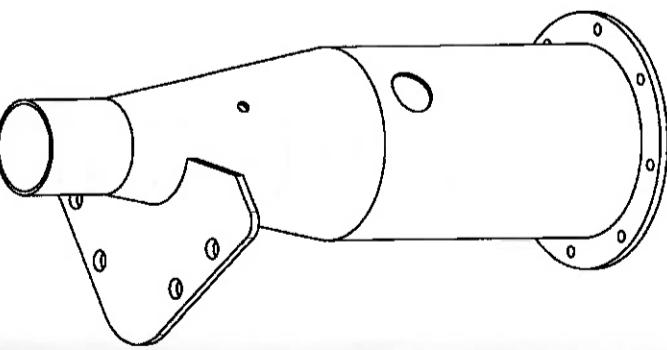
UTIL

NOTAS GERAIS



B

Vista Isométrica
Escala 1:4



NAO MEDIR COM REGUA

TODA EQUAÇÕES PRODUZIDA EXCLUSIVA DA ESCOLA POLITÉCNICA, SENDO PROIBIDA
ESTE DESENHO E PROPRIEDADE EXCLUSIVA DA ESCOLA POLITÉCNICA, SENDO PROIBIDA
ESCRITA PREVIA

C

C

D

CÓDIGO	ZONA	ITEM	QUANT.	DESCRIÇÃO	MATERIAL E DIMENSÕES	PESO NETO (Kg/unid.)	PESO BRUTO (Kg/unid.)
TF.01.005	A4	1	05	Suporte do Casing	AÇO 1020	0,475	
TF.04.013	B6	1	04	Flange	AÇO 1020	0,261	
TF.01.004	B5	1	03	Casing	AÇO 1020	0,913	
TF.01.003	B4	1	02	Diffusor do Casing	AÇO 1020	0,577	
TF.01.002	B3	1	01	Anel de Encaixe com a Mangueira	AÇO 1020	0,136	
TF.01.001	-	-	-	MONTAGEM DO CASING	-	2,343	

MONTAGEM DO
CASING

FOLHA 1/1

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

DESENHO DE
CONJUNTO

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

UTILIZADO EM

REVESÕES

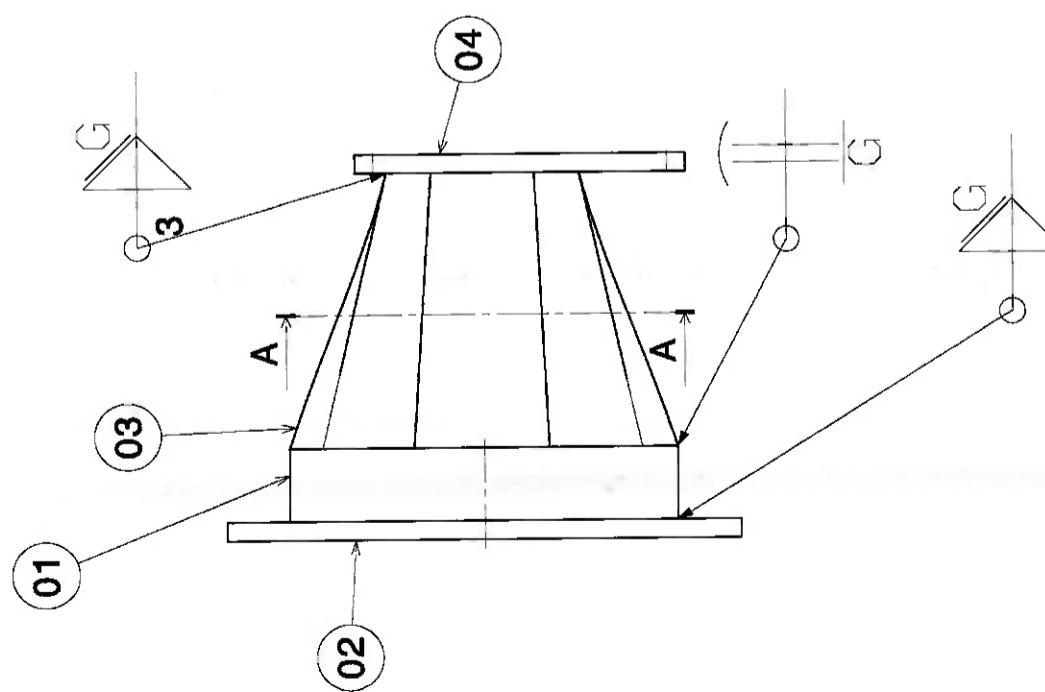
5

1

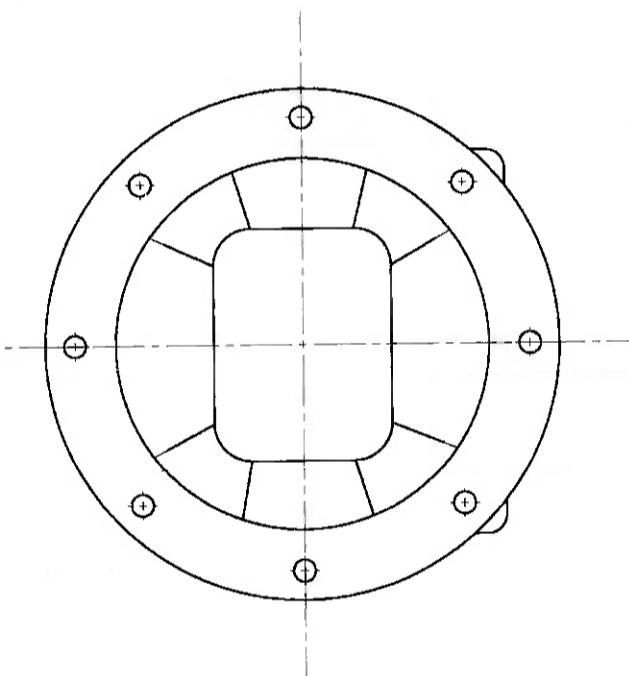
6

NÚMERO DO DESENHO
TF.01.001

NOTAS GERAIS



VISTA ISOMÉTRICA



A

B

C

D

código	ZONA	QUANT.	ITEM	DESCRIÇÃO	MATERIAL E DIMENSÕES		PESO NETO (kg/unid.)	PESO BRUTO (kg/unid.)
					AÇO 1020	0,223		
TF.03.004	B2	1	04	Conector da Turbina	AÇO 1020	0,223		
TF.03.003	A2	1	03	Bocal	AÇO 1020	0,318		
TF.04.013	B1	1	02	Flange	AÇO 1020	0,252		
TF.03.002	A1	1	01	Anel do Bocal	AÇO 1020	0,143		
TF.03.001	-	-	-	MONTAGEM DO BOCAL	AÇO 1020	0,936		

MONTAGEM DO
BOCAL

FOLHA 1/1

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULODESENHO DE
CONJUNTO

Escala 1:2

01	—	DANIEL	10/11/2005
REV.	PM	RESPONSÁVEL	DATA
—	—	—	REVISÕES

5

3

2

1

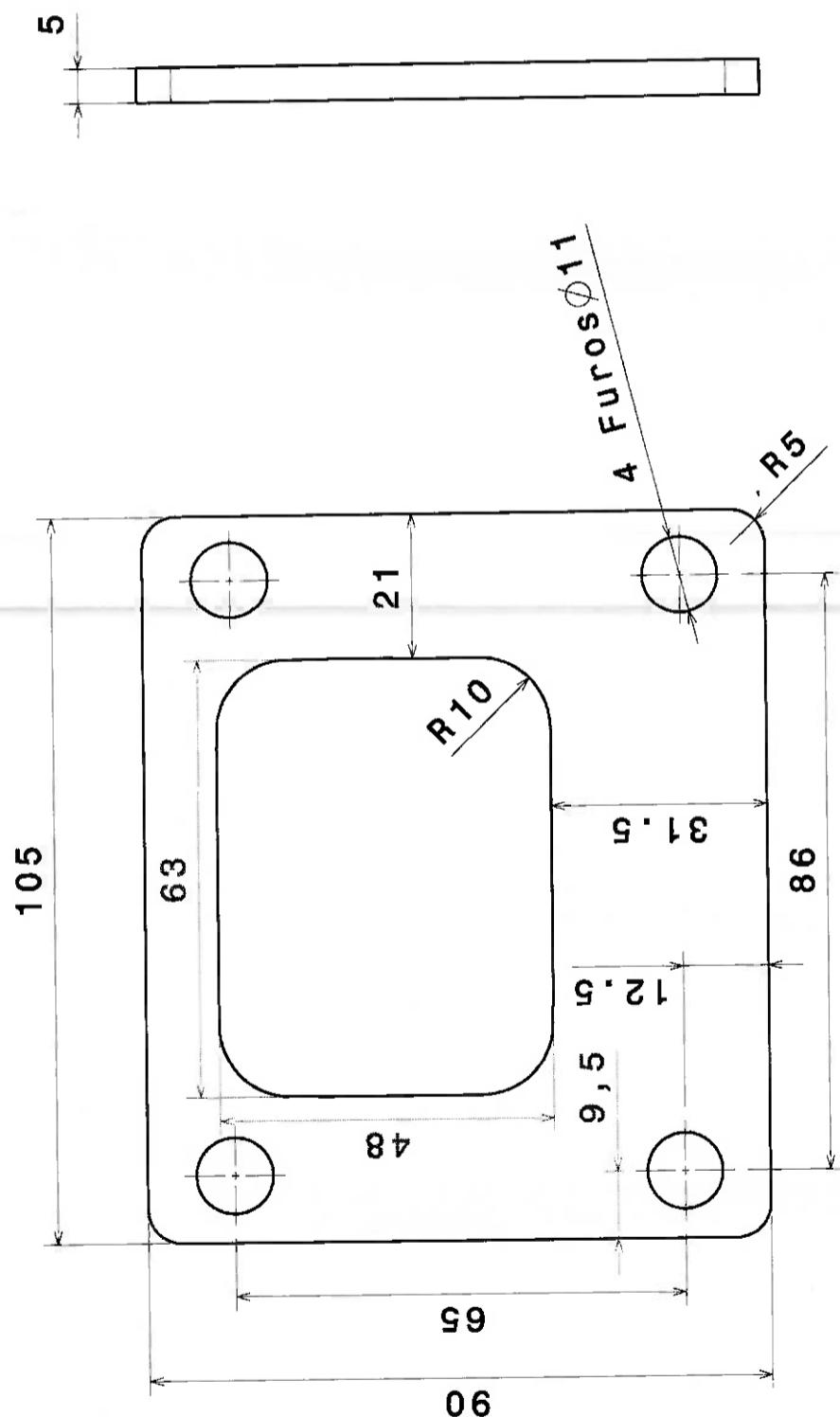
6

TF.03.001

NÚMERO DO DESENHO

A	B	C	D															
<p>Vista Isométrica Escala 1:2</p>		<table border="1"> <tr> <td>TF.03.003</td> <td>-</td> <td>-</td> <td>AÇO 1020 CHAPA ~2mm</td> <td>0,318</td> </tr> <tr> <td>código</td> <td>ZONA</td> <td>TEM</td> <td>DESCRIÇÃO</td> <td>PESO NETO PESO BRUTO (Kg/unid.)</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td>MATERIAL E DIMENSÕES</td> <td></td> </tr> </table> <p>FABRICAÇÃO DO BOCAL FOLHA 1/1</p>	TF.03.003	-	-	AÇO 1020 CHAPA ~2mm	0,318	código	ZONA	TEM	DESCRIÇÃO	PESO NETO PESO BRUTO (Kg/unid.)				MATERIAL E DIMENSÕES		<p>DESENHO DE FABRICAÇÃO</p>
TF.03.003	-	-	AÇO 1020 CHAPA ~2mm	0,318														
código	ZONA	TEM	DESCRIÇÃO	PESO NETO PESO BRUTO (Kg/unid.)														
			MATERIAL E DIMENSÕES															
NOTAS GERAIS	NOTAS GERAIS	NOTAS GERAIS	NOTAS GERAIS															
		<p>Escala 1:1</p>	<p>5</p>															
			<p>4</p>															
			<p>3</p>															
		<p>2</p>	<p>2</p>															
		<p>1</p>	<p>1</p>															

NOTAS GERAIS



A

B

C

D

NÃO MEDIR COM REGUA

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

ESCRITA PREVIA

TF.03.004	-	-	AÇO 1020 CHAPA ~5mm	0,223
CÓDIGO	ZONA	QUANT.	ITEM	PESO NETO PESO BRUTO (kg/unid.)
			DESCRÍÇÃO	MATERIAL E DIMENSÕES

FABRICAÇÃO DO CONECTOR DA TURBINA

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

FOLHA 1/1

DESENHO DE FABRICAÇÃO

REV.	01	—	DANIEL	10/11/2005
			RESPONSÁVEL	DATA

UTILIZADO EM

4

3

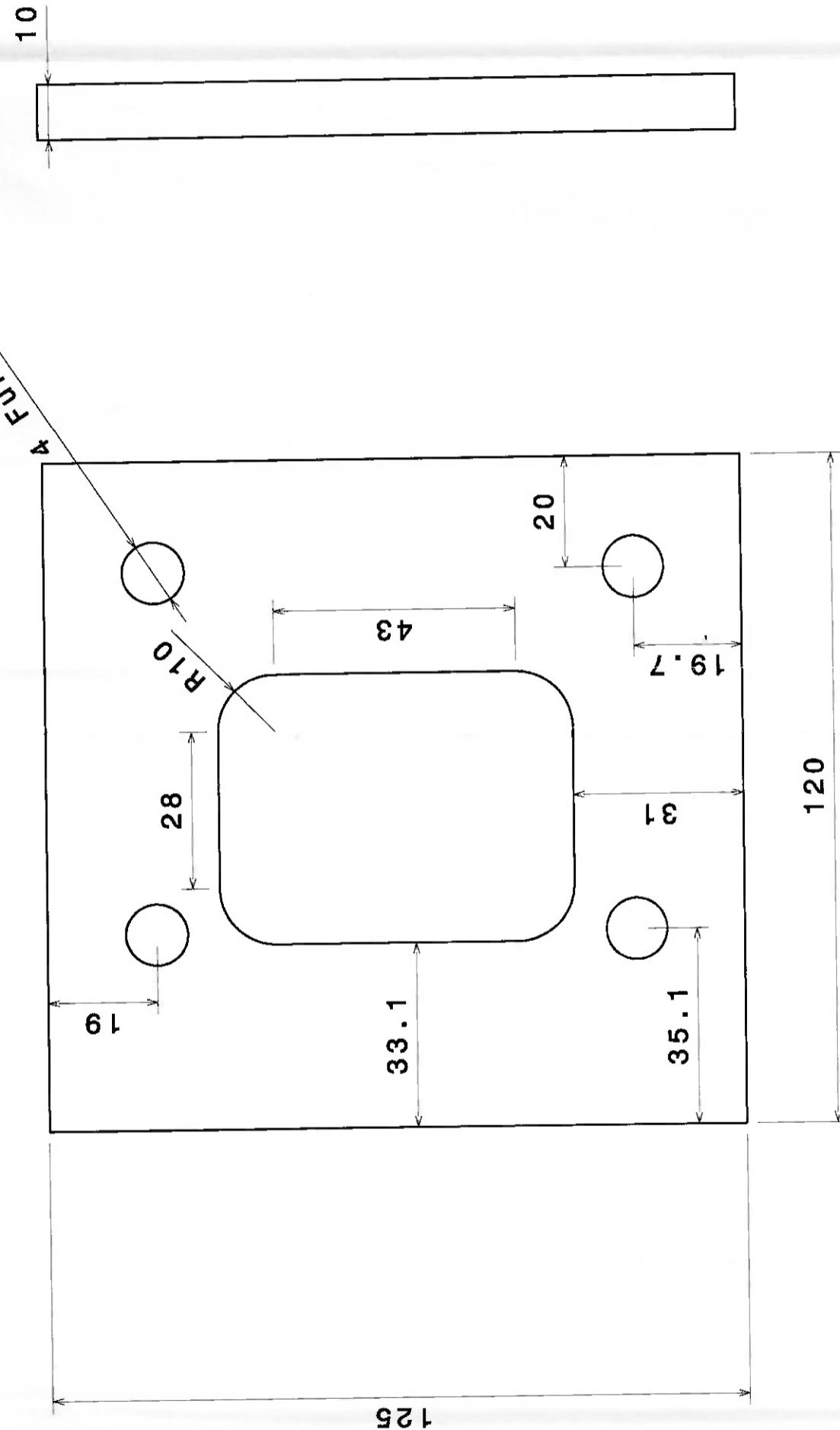
2

5

1

FORMATO A3 (420x297)
6 TF.03.004
NUMERO DO DESENHO

NOTAS GERAIS



NÃO MEDIR COM REGUA

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

ESCRITA PREVIA

TF.05.005	-	-	Aço 1020 Chapa ~10mm	0,916
CÓDIGO	ZONA	ITEM	DESCRIÇÃO	PESO NETO PESO BRUTO (kg/unid.)
			MATERIAL E DIMENSÕES	

CHAPA SUPORTE DA CÂMARA

FOLHA 1/1

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULO

DESENHO DE FABRICAÇÃO

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

FORMATO A3 (420x297)
UTILIZADO EM

4

NÚMERO DO DESENHO
6 TF.05.005

5

3

2

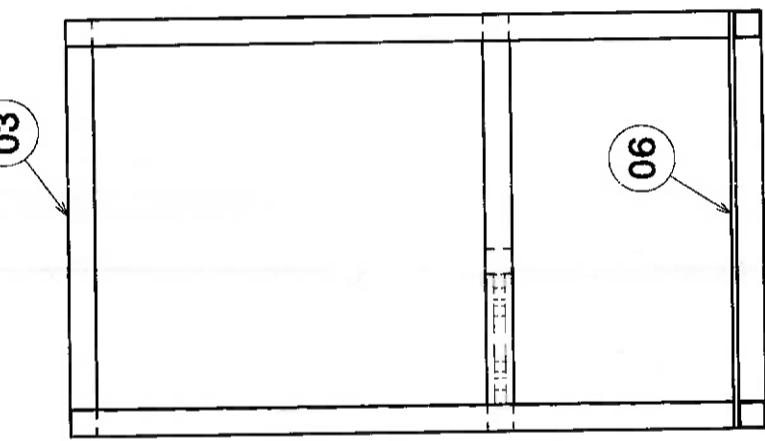
1

NOTAS GERAIS

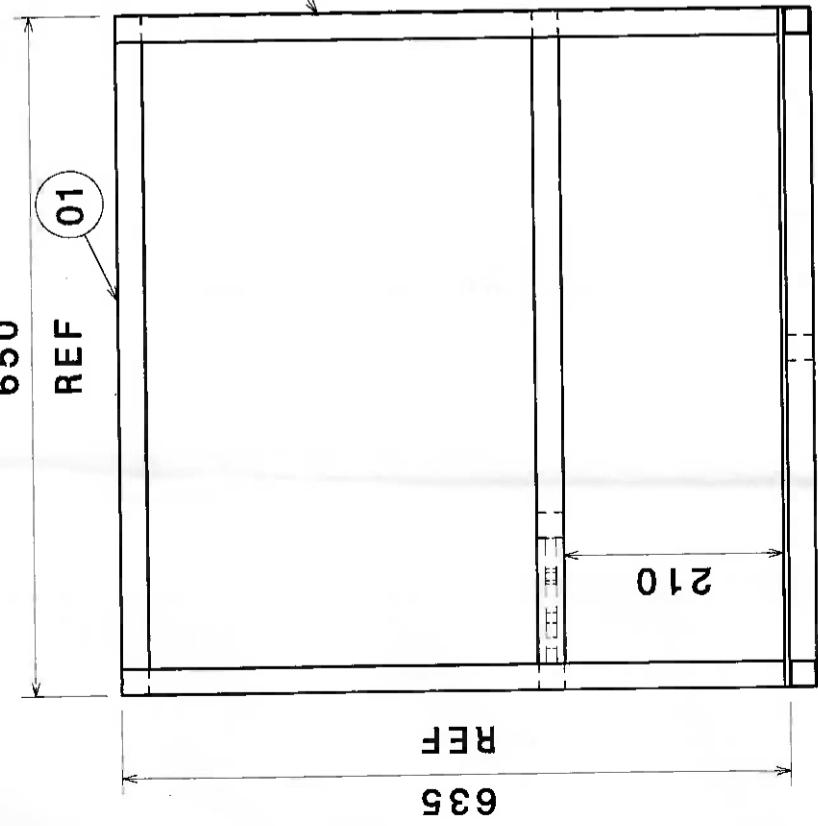
- 01 Os furos existentes nos tubos devem ser feitos na hora da montagem
 02 Todas as peças são soldadas entre si

650

REF

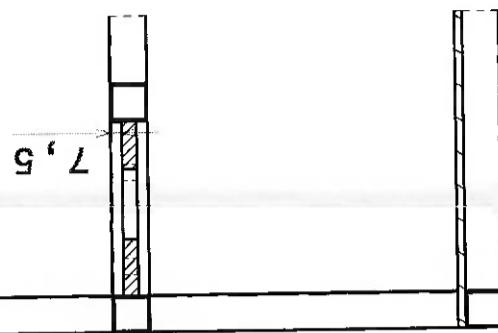


02



CORTE A-A
ESCALA 1:5

B



A

TF.05.007	B4	1	06	Chapa de Suporte da Estrutura	AÇO 1020	10,231	
TF.05.006	C2	1	05	Tubo Transversal 2	AÇO 1020	0,092	
TF.05.005	C1	1	04	Chapa de Suporte da Câmara	AÇO 1020	0,916	
TF.05.004	A4	8	03	Tubo Transversal	AÇO 1020	0,268	
TF.05.003	A3	4	02	Tubo Vertical	AÇO 1020	0,484	
TF.05.002	A2	6	01	Tubo Longitudinal	AÇO 1020	0,460	
TF.05.001	-	-	-	ESTRUTURA DA TURBINA	-	18,082	
	ZONA	QUANT.	REF.	MATERIAL E DIMENSÕES	PESO NETO PESO BRUTO (Kg/unid)		
código				DESCRIÇÃO			

CONJUNTO DA
ESTRUTURA

FOLHA 1/1

ESCOLA POLITÉCNICA
DA UNIVERSIDADE
DE SÃO PAULODESENHO DE
CONJUNTO

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

REVISTOS

UTILIZADO EM

Escala 1:7

NÚMERO DO DESENHO
TF.05.001

6

4

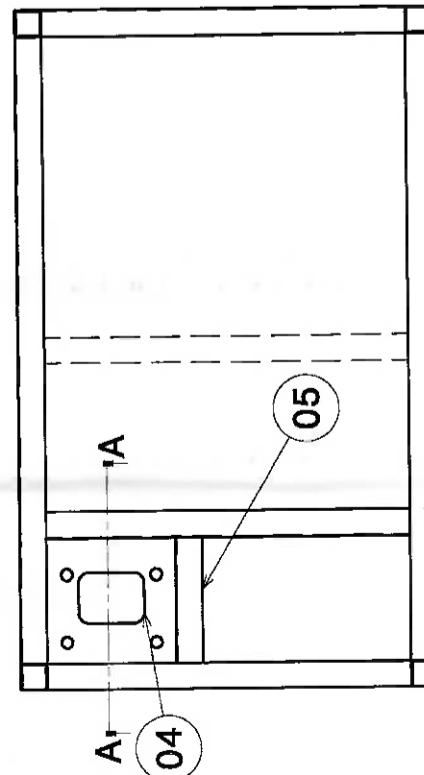
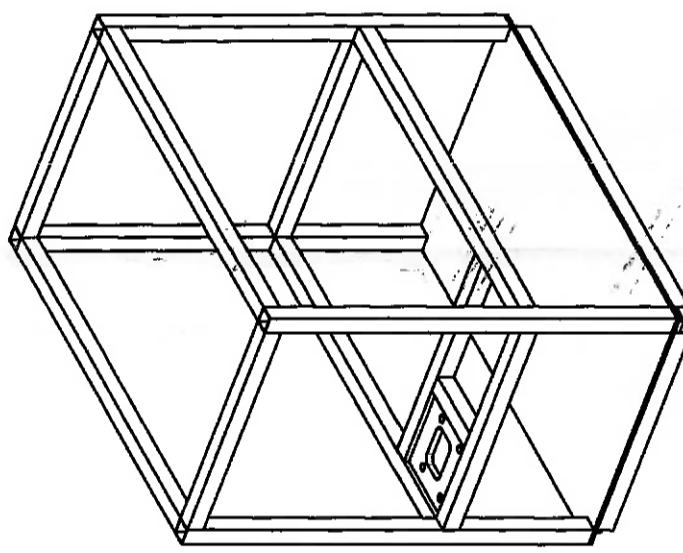
3

2

1

5

6

170 . 8
REF

NAO MEDIR COM REGUA