

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO CONSTRUTIVO E MONTAGEM DE
UMA MICRO-TURBINA A GÁS**

Guilherme Turra

São Paulo
2006

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO - ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**PROJETO CONSTRUTIVO E MONTAGEM DE
UMA MICRO-TURBINA A GÁS**

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

Guilherme Turra

Orientador: Prof. Dr. Guenther
Carlos Krieger Filho

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2006

FICHA CATALOGRÁFICA

Turra, Guilherme

Projeto construtivo e montagem de uma microturbina a gás /
G. Turra. -- São Paulo, 2006.
33 p.

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

**1.Turbina a gás 2.Projeto mecânico I.Universidade de São
Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecâ-
nica II.t.**

RESUMO

O objetivo deste projeto é construir uma micro-turbina a gás a partir de um turbocompressor automotivo (modelo K27.2 da fabricante Borg-Warner) e uma câmara de combustão projetada em outro trabalho. As atividades compreendem estudos bibliográficos, avaliações teóricas e experimentais das características operacionais da câmara e do turbocompressor, seleção de periféricos/auxiliares (instrumentos de medição e controle, etc), projeto e fabricação da micro-turbina, testes de operação e a análise preliminar de futuras melhorias deste sistema.

Palavras chave: micro-turbina, turbocompressor, geração distribuída, projeto mecânico.

ABSTRACT

The objective of this project is to construct a gas micro-turbine based on an automotive turbocharger and a combustion chamber designed in other project. The activities include bibliographic studying, theoretical and experimental valuations of chamber and turbocharger characteristics, instruments selection, micro-turbine design and manufacture, and operation tests. This job also includes the preliminary analysis of future improvements.

Keywords: microturbine, turbocharger, distributed generation, mechanical design.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

1. INTRODUÇÃO.....	2
2. OBJETIVOS	3
3. METODOLOGIA.....	4
4. RESULTADOS	5
4.1. ESTUDO DO LEIAUTE	5
4.2. SELEÇÃO DE EQUIPAMENTOS.....	6
4.2.1. Sistema de óleo dos mancais.....	8
4.2.2. Válvula DAMPER.....	11
4.2.3. Ignição	11
4.3. MONTAGEM E FABRICAÇÃO.....	12
4.3.1. Medidor de vazão	12
4.3.2. Tubulação de alimentação de ar	13
4.3.3. Sistema de óleo dos mancais.....	14
4.4. TESTES	15
4.4.1. Ensaios do Combustor	15
4.4.2. Ensaios da Turbina	16
4.5. PROPOSTAS DE MELHORIAS E ALTERAÇÕES	19
4.5.1. Sistema de óleo dos mancais	19
4.5.2. Câmara de combustão	23
4.5.3. Instrumentação.....	23
5. CONCLUSÕES.....	25
ANEXO 1 – CARTA DE OPERAÇÃO DO COMPRESSOR	26
ANEXO 2 – CARTA DE OPERAÇÃO DA TURBINA	27
ANEXO 3 – FOTOS.....	28
REFERÊNCIAS	32

LISTA DE FIGURAS

Fig. 1.1 - Croqui da micro-turbina	2
Fig. 4.1 - Configuração compacta, proposta por Giandomenico.	5
Fig. 4.2 - Configuração na vertical, proposta por Santos.....	6
Fig. 4.3 – Leiaute da micro-turbina, com disposição dos equipamentos.	8
Fig. 4.4 - Bomba de óleo Rotoflow PO301V.....	8
Fig. 4.5 - Bomba SCHADECK 10.028	9
Fig. 4.6 – Bomba de engrenagens, acoplada a motor elétrico.....	9
Fig. 4.7 - Radiador aletado de alumínio.....	10
Fig. 4.8 - Radiador utilizado.	10
Fig. 4.9 - Registro de esfera roscado.....	11
Fig. 4.10 - Medidor de vazão tipo “D e ½ D” Norma ISO 5167-2 / 2003	12
Fig. 4.11 - Tela da planilha em MS Excel para utilização do medidor de vazão.....	13
Fig. 4.12 - Micro-turbina com tubulação de alimentação de ar montada	14
Fig. 4.13 - Esquema do controle dos registros para partida e operação.....	17
Fig. 4.14 - Esquema da alimentação direta pelo compressor.....	18
Fig. 4.15 – Curvas características dos óleos 15W40 e 5W30	20
Fig. 4.16 – Gráfico Potência dissipada X Temperatura – óleo 5W30.....	22
Fig. 4.17 – Sistema de óleo: (a) Atual, (b) Proposto com “by-pass”.....	23

1. INTRODUÇÃO

As micro-turbinas a gás são uma importante alternativa para viabilizar o aumento da chamada Geração Distribuída. Os motores rotativos têm a vantagem (sobre os alternativos) de apresentarem maior relação potência-peso e potência-volume, por isso sua importância. Além disso, os motores rotativos apresentam menor quantidade de peças móveis, o que simplifica sua manutenção. As micro-turbinas fornecem uma potência líquida reduzida se comparadas com as turbinas a gás convencionais, mas o necessário para determinadas necessidades. O inconveniente da maioria das micro-turbinas é que apresentam um elevado custo específico de instalação quando comparadas com turbinas de maior porte.

Assim, o presente projeto levará a uma micro-turbina de baixo custo, uma vez que é obtida a partir de um turbocompressor automotivo, de grande disponibilidade e significativamente mais barato que rotores de turbinas convencionais. No entanto, deixa-se claro que a função da micro-turbina a ser construída é didática (ensaios didáticos para o ensino da Termodinâmica) e para pesquisas futuras (em nível de graduação e pós-graduação). Por causa desses usos específicos, apresenta algumas singularidades de concepção e operação.

A figura 1.1 é uma representação de como câmara de combustão e turbocompressor se acoplam para formar o sistema. O turbocompressor utilizado será o modelo K27.2, doado pela fabricante BORG-WARNER, utilizado no motor ‘Daimler-Chrysler OM926 LA Euro3’ dos caminhões Mercedes-Benz.

Projetos anteriores estudaram aspectos de determinados componentes do sistema (Donadio (2004); Lourenço Filho (2005); Moliterno (2005) e Pavon (2005)), e o atual projeto visa dar unidade a estes estudos e viabilizar sua execução.



Fig. 1.1 - Croqui da micro-turbina

2. OBJETIVOS

O objetivo final deste projeto é construir uma micro-turbina a gás a partir de um turbocompressor automotivo e uma câmara de combustão projetada em outro trabalho.

Os principais desafios são colocar a micro-turbina em operação estável e configura-la e instrumentá-la de forma que esta seja propícia para o uso didático e para pesquisas, sempre visando a possibilidade de alterações e diferentes testes.

Para se completar a montagem da micro-turbina algumas metas precisam ser atingidas:

- Definição de equipamentos de grande disponibilidade e baixo custo (instrumentos de medição e controle, etc.)
- Definição de layout propício para uso didático / experimental
- Aquisição de equipamentos
- Montagem
- Testes operacionais

O Trabalho de Formatura também inclui a análise preliminar de futuras melhorias deste sistema.

3. METODOLOGIA

As atividades compreendem estudos bibliográficos, avaliações teóricas e experimentais das características operacionais da câmara e do turbocompressor, seleção de periféricos/auxiliares (instrumentos de medição e controle, etc), projeto e fabricação da micro-turbina e testes de operação.

O trabalho se inicia com estudos bibliográficos, buscando na literatura construções, leiautes, configurações e instrumentações de turbinas e micro-turbinas a gás. Há também a pesquisa de equipamentos e sistemas correlatos, como caldeiras e fornos, o próprio motor OM926 onde se aplica o turbocompressor, bancadas didáticas de ensaios de máquinas térmicas e o turbocompressor utilizado, avaliando-se suas curvas de operação.

As atividades de maior aplicação de tempo são fabricação e montagem, nas quais foi preciso adaptar diferentes equipamentos, originalmente de diferentes sistemas.

Outra atividade desenvolvida são os ensaios experimentais, tanto da câmara de combustão quanto da micro-turbina como um todo. De certa forma, a etapa anteriormente citada ocorreu também simultaneamente a esta, devido a alterações que o sistema precisou sofrer conforme os testes indicavam.

4. RESULTADOS

4.1. Estudo do leiaute

Em Giandomenico, em Lourenço Filho (2005) e em Pavon (2005), é apresentado um modelo de leiaute bastante compacto, formado por uma estrutura tubular em forma de paralelepípedo, na qual turbocompressor, câmara, instrumentos e equipamentos apresentam-se bastante próximos, apenas o soprador para partida não é alojado nesse volume. É uma configuração compacta e que apresenta vantagens como facilidade de transporte, pequena área ocupada e aspecto de unidade. Tais características a tornam viável para um eventual uso comercial ou para testes em campo, mas não para ensaios didáticos, pois o acesso aos instrumentos e detalhes de montagem é muito difícil. Essa configuração dispõe a câmara de combustão na vertical, sob o turbocompressor, talvez isso tenha sido feito a fim de aproveitar a tendência de movimento ascendente dos gases quentes. No entanto, observa-se, inclusive pelos ensaios realizados no combustor, que os efeitos da inércia do fluido acelerado são muito mais significativos que os efeitos de empuxo, portanto a câmara pode também operar na horizontal. Foto da estrutura na figura 4.1.

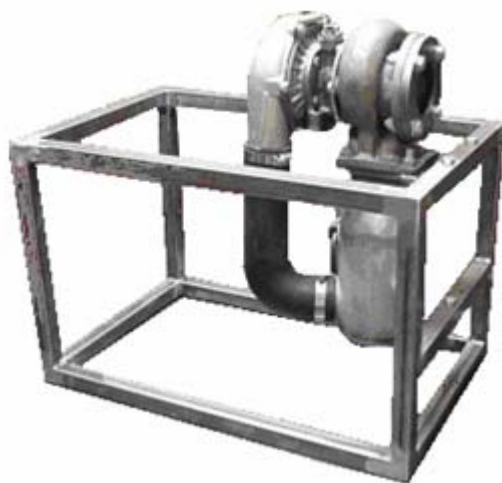


Fig. 4.1 - Configuração compacta, proposta por Giandomenico.

Em Santos (2002) é apresentado um leiaute mais esparsão que o citado anteriormente (ver figura 4.2). Assim como na figura 4.1, uma característica negativa desta configuração na vertical é a dificuldade de se realizar eventuais alterações no sistema. Trocas da câmara de combustão, acréscimos de válvulas ou sensores,

quaisquer alterações são muito mais complexas do ponto de vista estrutural das fixações neste leiaute.

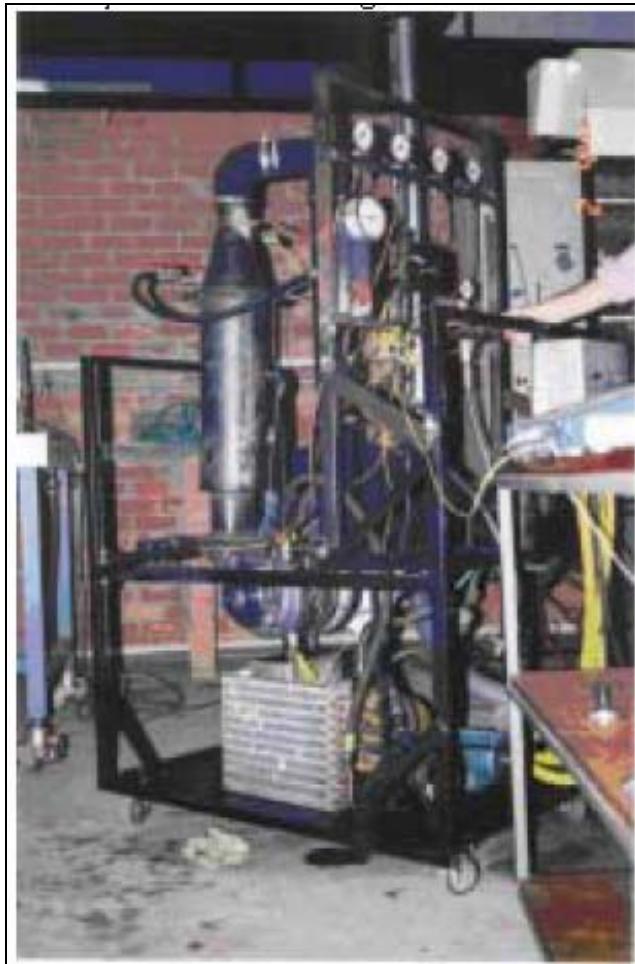


Fig. 4.2 - Configuração na vertical, proposta por Santos.

Assim, é aqui definido um leiaute semelhante ao visto na figura 4.2, porém na horizontal, no qual equipamentos e auxiliares ficam espalhados sobre uma bancada, com fácil acesso e até fácil remoção. Este leiaute proposto ocupa uma maior área, mas cumpre com mais eficácia os seus objetivos (uso didático e experimental).

4.2. Seleção de equipamentos

Alguns equipamentos se fazem necessários para operar a micro-turbina. São instrumentos de medição e controle e equipamentos auxiliares para a operação.

Dentre os equipamentos auxiliares destacam-se o soprador, a bomba de óleo, e o radiador de óleo. O soprador deve fornecer uma vazão de ar pela câmara de combustão suficiente para ignitá-la e manter a combustão até que o compressor atinja

rotação suficiente para manter a operação sustentada. A bomba e o radiador de óleo formam o sistema de óleo lubrificante do mancal do turbocompressor.

Os instrumentos de medição e controle são importantes tanto para garantir a operação segura, sem danos ao equipamento e ao usuário, quanto para realização de medições usadas nas avaliações de desempenho da micro-turbina.

Na tabela 1 são apresentados os equipamentos e instrumentos que serão utilizados e algumas especificações. Na figura 4.3 é apresentado um esboço de como esses equipamentos serão distribuídos no sistema.

Tabela 4.1 - Equipamentos auxiliares e instrumentos.

Item	Utilização	Especificação / Observações
Termopares	Medição das temperaturas do óleo e gases quentes	
Tacômetro óptico	Medição da rotação do turbocompressor	
Bomba de óleo	Sistema de óleo lubrificante	Observações a seguir.
Radiador de óleo	Sistema de óleo lubrificante	Radiador de tubos aletados simples (disponível no laboratório)
Ventilador	Sistema de óleo lubrificante. Resfriamento do radiador.	Elétrico, de baixa potência. 110V AC. Foi utilizado radiador com ventilador já acoplado.
Reservatório de óleo	Sistema de óleo lubrificante	
Placa de orifício	Medição da vazão de ar	Projetado e fabricado neste trabalho.
Bobina e vela de ignição	Ignição da câmara	Vela de ignição automotiva.
Soprador	Partida do sistema	Ventilador centrífugo 5 CV / Ventilador siroco 0,5 CV.
Rotâmetro	Medição da vazão de gás	

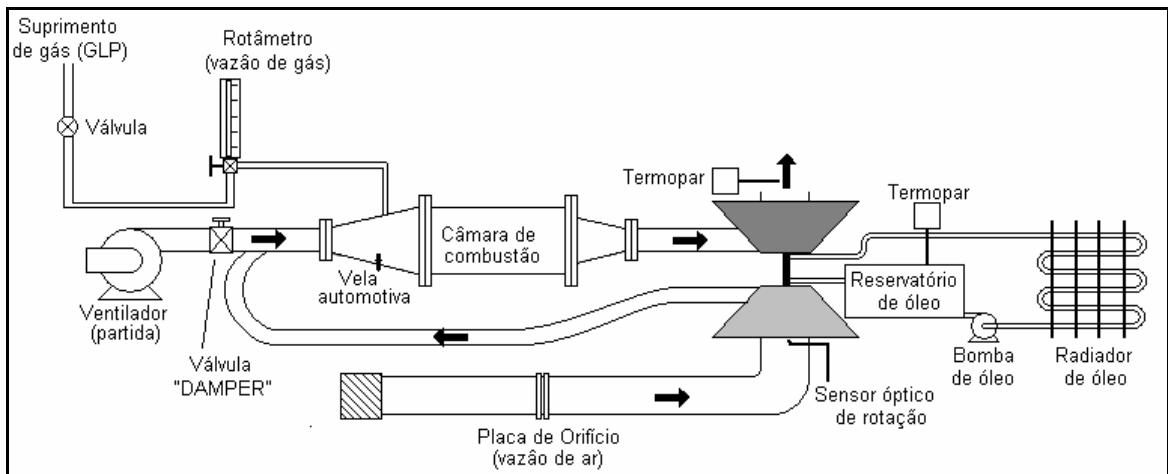


Fig. 4.3 – Leiaute da micro-turbina, com disposição dos equipamentos.

4.2.1. Sistema de óleo dos mancais

O sistema de óleo definido imita o sistema de circulação de óleo que existe no motor automotivo. Em Giandomenico, é citada a necessidade de uma bomba de óleo que garanta 2,8bar no turbocompressor, a uma vazão de 11 l/min. Para isso, este autor sugere uma bomba Rotoflow PO301V (Figura 4.4). Lourenço Filho (2005) define a necessidade de 3 l/min de vazão a 3bar de pressão.



Fig. 4.4 - Bomba de óleo Rotoflow PO301V

Mas, em conversa com um engenheiro da montadora Mercedes-Benz, a qual utiliza o motor e o turbocompressor analisado, o mesmo afirmou que a pressão de óleo é gerada por uma bomba de engrenagens interna do motor. Segundo ele, a pressão é apenas suficiente para que o óleo atinja o ponto mais alto do sistema (em torno de 1bar), percorrendo por gravidade até o cárter (reservatório), e a vazão usada é baixa, em torno de 3 l/min. Dessa forma, o mais econômico é utilizar uma bomba

automotiva simples, ligada a um motor elétrico, como a SCHADEK CÓD: 10.028, utilizada em veículos VW, cotada a R\$ 60,00, aproximadamente (Figura 4.5).

No entanto, já havia em estoque no laboratório uma bomba de engrenagens pronta e acoplada em motor elétrico trifásico. O equipamento é mostrado na Figura 4.6.



Fig. 4.5 - Bomba SCHADECK 10.028



Fig. 4.6 – Bomba de engrenagens, acoplada a motor elétrico.

Outro item fundamental do sistema de óleo é o radiador. Isto porque o sistema de óleo não serve apenas para a lubrificação dos mancais, mas também é uma das fontes de arrefecimento do turbocompressor. Grande calor é transferido ao óleo, devido às elevadas temperaturas que o rotor e a carcaça do turbo alcançam – é normal o rotor da turbina operar incandescente. Assim, selecionou-se um radiador de

tubos aletados, em alumínio, com o uso de um ventilador para favorecer a troca de calor para o ar. Um exemplo de radiador para esse fim está mostrado na figura 4.7. Uma alternativa é utilizar o radiador de óleo aplicado em algumas motocicletas, que é um equipamento de grande disponibilidade no mercado.

No entanto, já havia em estoque no laboratório da Escola um trocador de calor de tubos aletados, acoplado inclusive a um motor elétrico e duas hélices, para o aumento da troca de calor com o ar. A foto do radiador utilizado encontra-se na figura 4.8.



Fig. 4.7 - Radiador aletado de alumínio.



Fig. 4.8 - Radiador utilizado.

4.2.2. Válvula DAMPER

A operação de ignição será feita por um ventilador (que pode ser visto na Figura 4.3). Após a ignição o turbocompressor entrará em funcionamento, alimentando a câmara de combustão. É necessário então se fechar a passagem para o ventilador com uma válvula ('Damper').

No mercado encontrou-se uma válvula tipo “borboleta”, que seria a mais adequada por apresentar baixa perda de carga quando aberta e fornecer a vedação suficiente para os níveis de pressão. No entanto, o preço de tal peça superava os R\$100,00.

Assim, optou-se pelo uso de um registro de esfera, usado em sistemas hidráulicos. Quando plenamente aberta, apresenta perda de carga pouco maior que a válvula anterior, mas nada que prejudique a ignição do sistema. O preço de tal peça é de R\$35,00. Um modelo da marca Tigre pode ser visto na Figura 4.9.

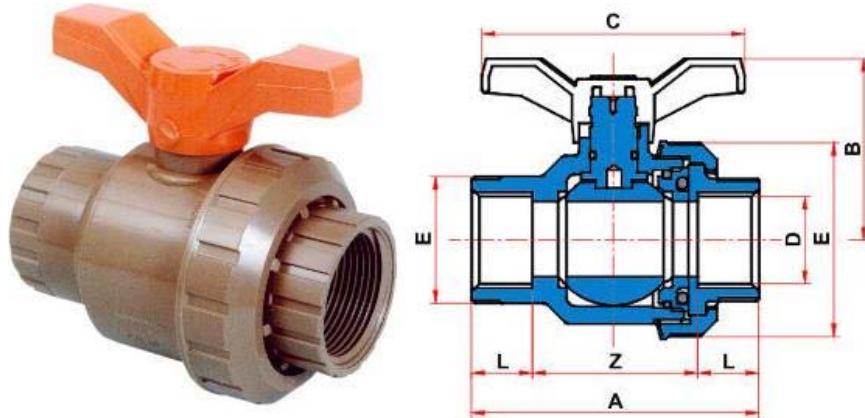


Fig. 4.9 - Registro de esfera rosulado

4.2.3. Ignição

A ignição da câmara será feita com um dispositivo que emite uma faísca. O dispositivo escolhido foi uma vela automotiva de eletrodo simples de motor Volkswagen, devido à facilidade de obtenção e baixo preço (~R\$ 8,00 cada). Outra facilidade visada ao escolher esta vela é a disponibilidade do prolongador (comumente conhecido como “tucho”) que foi soldado à parede da câmara, possibilitando fácil remoção da vela e boa vedação.

Para a deflagração da centelha, é necessário aplicar uma diferença de potencial à vela, o que será conseguido com uma bobina. Tal bobina pode ser uma

usada em motocicletas ou carros, ou mesmo retirada de sistemas de centelha para fogão residencial (menor custo).

4.3. Montagem e Fabricação

4.3.1. Medidor de vazão

A medição de vazão, nos ensaios da câmara, foi feita a partir de um medidor de vazão de placa de orifício, tipo “D e $\frac{1}{2}$ D”. Tal equipamento foi confeccionado com tubos de PVC de 4” (nominal), flanges de PVC, um retificador de escoamento fabricado em alumínio (emprestado do Laboratório de Metrologia) e uma placa de latão de 1,5 mm de espessura com um orifício circular de 40 mm de diâmetro. O fluido manométrico usado é água destilada. A Figura 4.10 apresenta o referido equipamento instalado.



Fig. 4.10 - Medidor de vazão tipo “D e $\frac{1}{2}$ D” Norma ISO 5167-2 / 2003

Para a utilização deste medidor é necessário um cálculo iterativo, tendo como entrada as características dimensionais do arranjo e as pressões diferenciais da placa

e estimando-se um número de Reynolds para o escoamento, que depois é recalculado determinando-se a vazão. Foi então feita uma planilha (Figura 4.11) que além de facilitar estas iterações também avalia restrições do próprio modelo matemático (faixas de valores válidos para alguns coeficientes). Tais restrições, assim como a forma construtiva e os modelos matemáticos foram retirados da norma ISO 5167-2 de 2003.

Fig. 4.11 - Tela da planilha em MS Excel para utilização do medidor de vazão

4.3.2. Tubulação de alimentação de ar

No sistema de alimentação de ar, citado no item 4.2.2, há a necessidade de se conectar um ventilador tipo siroco, com seu flange característico, a um registro de

esfera roscado, de tubulações hidráulicas, a qual se conecta à câmara de combustão e ao compressor automotivo. São então quatro conexões diferentes a serem adaptadas.

A estratégia escolhida para isso foi o uso de uma tubulação hidráulica para esgoto de 3" e um registro roscado de 2 ½" (cujo diâmetro externo é 3"). Foi feito um flange de PVC para a conexão do registro com a câmara, e foi usada uma mangueira industrial polimérica para alta pressão com fixação por abraçadeiras. Da mesma forma, a saída do compressor é de 2 ½", onde pode ser fixada a mangueira industrial citada.

Assim, a bitola padrão adotada é de 3". Essa padronização, além de facilitar alterações do sistema, diminui contrações e expansões ao longo da tubulação, para evitar assim maiores perdas de carga no escoamento.

A figura 4.12 mostra a micro-turbina montada à câmara de combustão e à tubulação de alimentação de ar. No canto superior esquerdo está um ventilador, no canto inferior direito o compressor. Pode-se observar que logo após a saída do compressor há outro registro de esfera, e sua justificativa é apresentada mais à frente, no item *Testes e Alterações*.



Fig. 4.12 - Micro-turbina com tubulação de alimentação de ar montada

4.3.3. Sistema de óleo dos mancais

O sistema de alimentação e arrefecimento de óleo dos mancais do rotor foi todo fabricado na Escola.

De início, informações obtidas por pessoas da Mercedes-Benz e do próprio fabricante do turbocompressor afirmavam que a pressão de óleo necessária era muito baixa, e que a vazão era dada apenas pela ação da gravidade. Dessa forma, uma primeira tentativa de lubrificação foi feita com dois reservatórios abertos à pressão atmosférica, um acima e outro abaixo do turbo, escoando somente por gravidade. A vazão observada nessa condição foi muito baixa (menos de 0,2 l/min). Novas pesquisas indicaram que o dado apresentado por Giandomenico era válido, sendo então indicado operar em torno de 2 bar de pressão de óleo no turbocompressor. Foi então finalmente confeccionado o sistema de óleo como previsto no início do projeto, com bombeamento do óleo por uma bomba de engrenagens. A bomba está acoplada a um motor trifásico 220V CA, de potência nominal de 0,5 CV.

Na saída da bomba de óleo, antes de alcançar os mancais, o óleo passa pelo radiador de tubos aletados. Como já citado, o radiador possui duas hélices acopladas para a ventilação, as quais podem ou não ser acionadas de acordo com a necessidade de resfriamento do lubrificante, cuja temperatura deve ser monitorada no reservatório. A alimentação do ventilador é em rede 110V CA.

O reservatório de óleo é um recipiente de metal fixado sob o turbo e aberto à atmosfera, com capacidade aproximada de 3,5 litros. O escoamento do óleo, do turbo ao reservatório, se dá então pela gravidade e no seu fluxo pode ser inserido um termopar para controle de temperatura logo na saída dos mancais. A quantidade de óleo no reservatório não precisa ser muito elevada. A utilização máxima dessa capacidade pode ser interessante caso queira-se adicionar maior inércia térmica ao circuito de óleo, sendo esse fator outra variável de controle do sistema.

Foram colocados para os testes iniciais 3 litros de óleo 5W30, acumulando-se cerca de 1,5 litro no reservatório. No motor Daimler-Chrysler OM926, onde opera o turbo selecionado, usa-se óleo 15W40. A diferença foi intencional, uma vez que o 5W30 é menos viscoso à temperatura ambiente do que o 15W40 e oferece melhor proteção na partida a frio.

4.4. Testes

4.4.1. Ensaios do Combustor

Os ensaios do combustor mostraram que para várias vazões a chama é estável e bem misturada. Devido à capacidade de vazão fornecida pelos sopradores testados,

ainda não se atingiu a vazão de projeto de 0,07 kg/s no combustor (ou 0,2 kg/s na câmara toda). Mas a tendência observada é que, com o aumento da vazão, o desempenho do misturador (“swirler”) aumenta, ou seja, a mistura que ocorre entre o ar e o gás torna-se mais intensa.

Independentemente de atingir ou não a vazão de projeto, os ensaios na câmara indicam que esta será capaz de operar a micro-turbina. Mas, devido ao leiaute escolhido, se houver problemas é possível futuramente substituir a câmara por outra, com capacidade ou até mesmo combustível diferente.

Nos testes da câmara em bancada observou-se uma pequena queda na vazão de ar (para uma mesma abertura do soprador) conforme se aumenta a vazão de gás. Isto já era previsto e pode representar um acréscimo de pressão na região da combustão conforme esse fenômeno se intensifica.

4.4.2. Ensaios da Turbina

Círculo de óleo

Como já citado no item *Montagem e Fabricação*, os primeiros testes da câmara ocorreram com um sistema de lubrificação com escoamento do óleo por gravidade. Nesses primeiros testes a vazão de óleo era muito baixa (menos de 0,2l/min) e sua temperatura subia muito rapidamente (em decorrência da baixa vazão). O óleo usado nesses primeiros testes era o 20W40, mais viscoso que o óleo selecionado posteriormente (5W30), o que levava o escoamento a ser ainda menor. Além disso, a rotação da turbina era muito baixa.

Houve então a substituição desse lubrificante por um menos viscoso à temperatura ambiente (5W30) e a montagem do sistema de bombeamento do óleo. Apesar do novo óleo ser menos viscoso, o rotor desenvolvia rotações ainda menores do que as anteriormente obtidas. Isso se deve ao fato do aumento da pressão do óleo nos mancais, que aumenta o atrito viscoso.

Alimentação de ar

O sistema de alimentação de ar para a partida, projetado inicialmente, foi testado com a primeira configuração de lubrificação citada acima (escoamento por gravidade). Logo de início observou-se uma falha de projeto: a pressão fornecida

pelo soprador era superior àquela dada pelo compressor naquela rotação inicial. Assim, parte do fluxo do soprador seguia pela câmara de combustão e turbina, e parte atravessava o compressor, no sentido inverso ao desejado. Dessa forma, foi adicionado outro registro de esfera junto à saída do compressor.

Este segundo registro deve estar fechado na partida com o soprador, fazendo com que o compressor trabalhe “livre”. Assim que o sistema atingir rotação na qual o compressor seja capaz de alimentar a câmara, este deve ser aberto simultaneamente ao fechamento do registro do soprador. A forma de funcionamento é mostrada na figura a seguir.

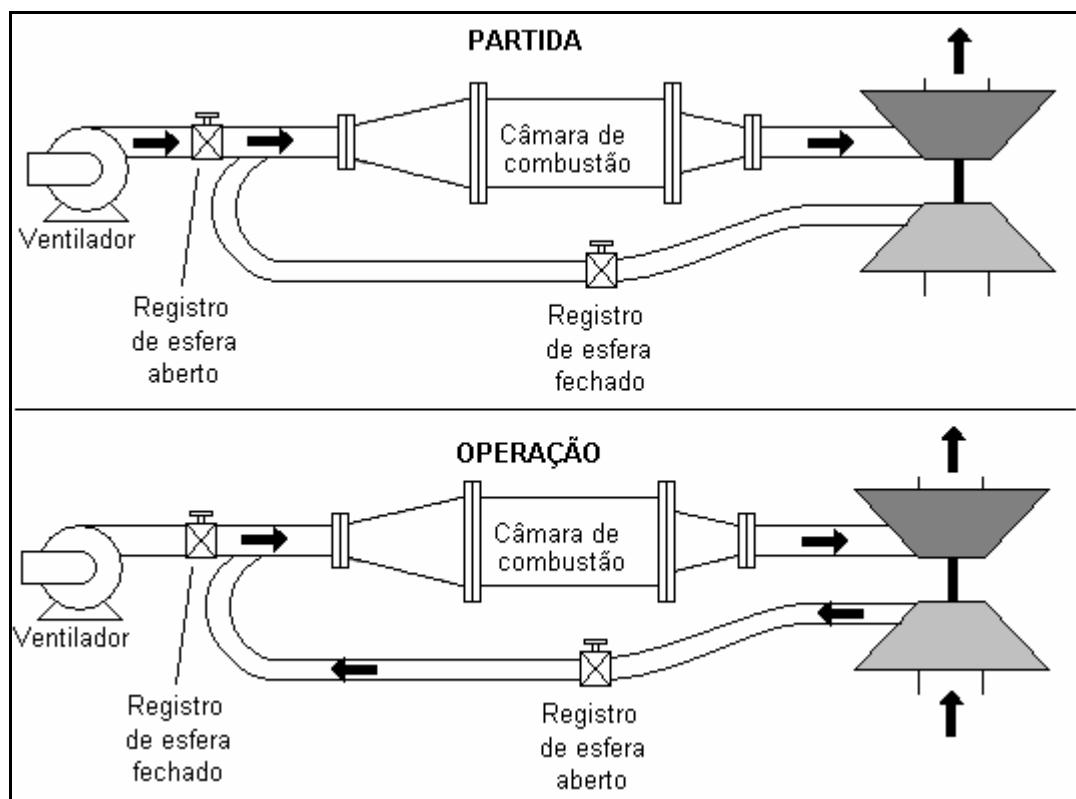


Fig. 4.13 - Esquema do controle dos registros para partida e operação

O sistema proposto acima teve dificuldades de operação pela simultaneidade dos movimentos de fechamento e abertura dos registros. Mas, mais do que isso, esse sistema mostrou-se pouco conveniente por não ser claro quando devia se considerar o sistema auto-sustentável, ou seja, em que momento fechar o soprador. Assim, avaliando relatos de outros fabricantes de micro-turbinas semelhantes, observou-se o uso do soprador diretamente no bocal de entrada do compressor. É uma montagem muito mais simples, pois dispensa o uso dos registros e da junção, o que também

reduz as perdas de carga do escoamento e as possibilidades de vazamentos, por ter menos conexões. O sistema por fim ficou de acordo com o esquema da figura a seguir.

É preciso deixar claro que foram testados, para as duas formas de alimentação de ar, os dois ventiladores que pertencem ao laboratório – o ventilador siroco de 0,5CV e o ventilador centrífugo de 5CV, doado pela Ventiladores Bernauer Ltda.

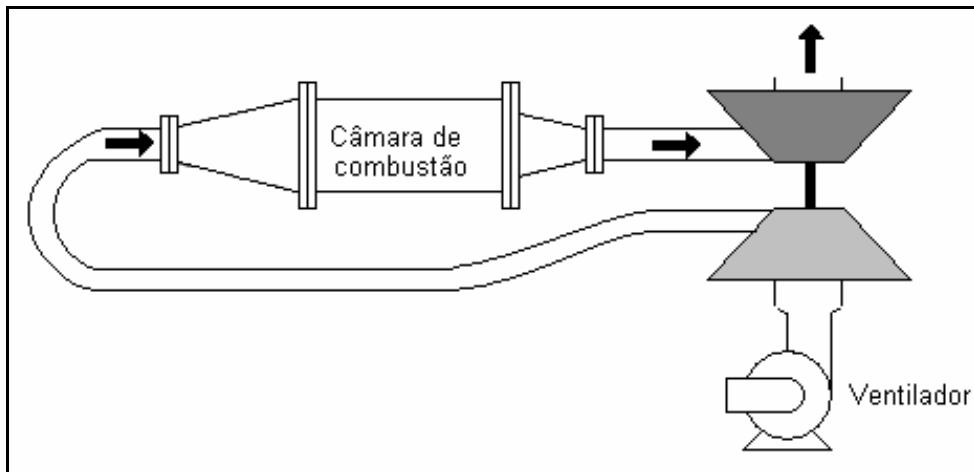


Fig. 4.14 - Esquema da alimentação direta pelo compressor

Regime de operação

Apesar das tentativas, não foi atingido o regime de operação da micro-turbina. Era esperado que para baixas rotações o sistema não seria auto-sustentável. Em Giandomenico é citado que a micro-turbina só é capaz de se manter em regime após a rotação atingir em torno de 30.000 RPM. De fato, não foi possível atingir nem metade disso, tendo medições máximas de 12.000 RPM, aproximadamente.

Em apenas uma tentativa a micro-turbina chegou a altas rotações. Não foi possível avaliar as vazões nem a rotação, pois foi em um curto intervalo de tempo. A lubrificação estava sendo feita por gravidade e no momento em que a rotação subiu a alimentação de óleo havia sido quase interrompida, a temperatura do mesmo elevou-se a ponto de começar a vaporizar. Por esse motivo, a operação foi prontamente interrompida com o corte de combustível.

Após esse fato o sistema de bombeamento de óleo foi concluído e, como já citado, a pressão de óleo aumentou o atrito viscoso e as rotações obtidas foram sempre em torno de 10.000 RPM, máximos. Observou-se que o aumento da temperatura do óleo favorece o desenvolvimento da rotação, mas em nenhum teste

monitorado atingiu-se temperaturas de óleo superiores a 50 °C – o único teste em que ocorreu grande aumento da temperatura é o citado anteriormente.

De fato, o sistema apresenta-se pronto para atingir a operação. O sistema de óleo (que garante a integridade dos mancais) está em plena operação. A câmara se mostra estável e com boa queima. Mas há perdas que não foram inicialmente computadas ou que foram sub-dimensionadas. Uma das formas de perda encontradas foram vazamentos de pressão na câmara e nas tubulações de ar. Este problema foi sanado com o uso de borrachas e papel-junta nos flanges (o mesmo material usado em cabeçotes de motores alternativos).

4.5. Propostas de melhorias e alterações

4.5.1. Sistema de óleo dos mancais

Para que a micro-turbina possa operar é necessário que a mesma atinja rotações acima dos 30.000 RPM. Mas, para que o soprador seja capaz de levar o rotor a esta velocidade é necessário que todas as perdas possam ser minimizadas. E a perda que no momento se mostra mais importante é o atrito viscoso nos mancais.

Pelo fabricante do motor OM926, a temperatura de regime do óleo lubrificante é em torno dos 110 °C, sendo esta a condição normal do lubrificante nos mancais do rotor. É preciso então se fazer uma correção devido à escolha de outro lubrificante, o 5W30, ao invés do 15W40. Com dados dos fabricantes dos dois óleos, foi possível traçar suas curvas características e definir a temperatura de operação para o óleo 5W30 – aproximadamente 100°C – como se vê na figura abaixo. Dessa forma, pode-se concluir que é importante a adição de uma resistência elétrica no reservatório de óleo, a fim de aquecê-lo próximo dessa temperatura. Outra possibilidade é manter o sistema operando com o soprador até que essa condição do óleo seja atingida e a rotação do rotor aumente, mas não se avaliou ainda em quanto tempo esse óleo chegaria aos 100°C.

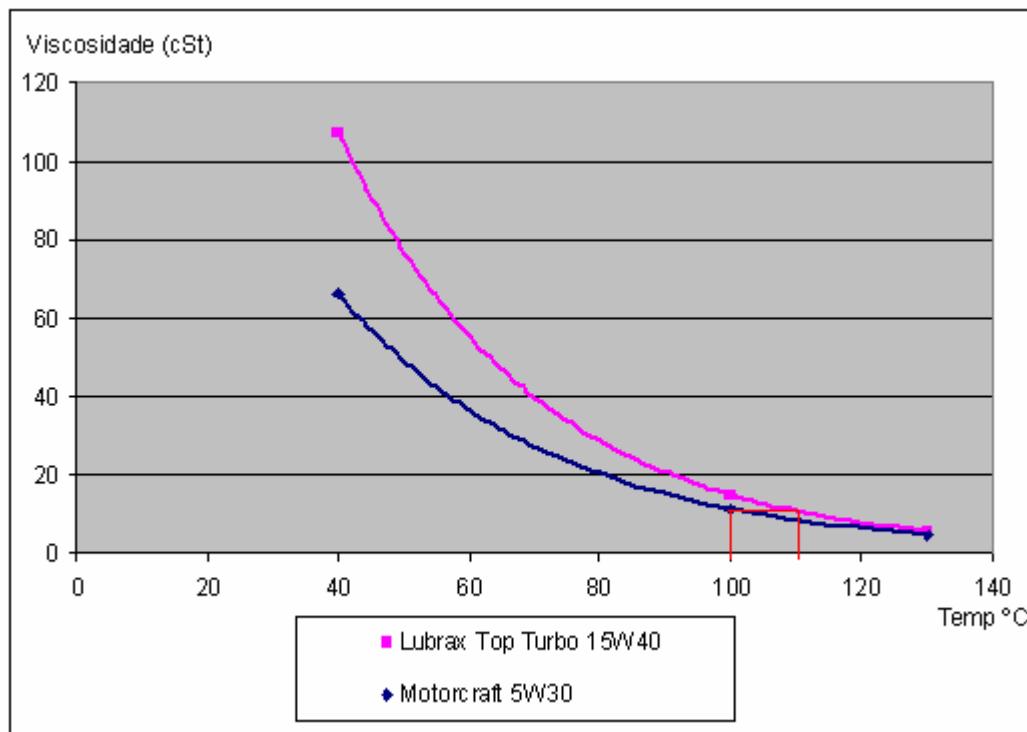


Fig. 4.15 – Curvas características dos óleos 15W40 e 5W30

A fim de ilustrar o quanto se perde por atrito viscoso devido à temperatura inadequada, é possível fazer um cálculo da potência dissipada pelo atrito viscoso, uma vez que se têm os dados do óleo em função da temperatura (densidade e viscosidade).

O escoamento no mancal de lubrificação pode ser modelado como o deslocamento relativo de duas placas paralelas infinitas. Isto porque a relação entre diâmetro e folga no mancal é muito grande. A equação que determina a tensão de cisalhamento nesse modelo é:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{U}{a} + \left(\frac{\partial p}{\partial x} \right) \left(\frac{y}{a} - \frac{1}{2} \right)$$

Onde:

μ = viscosidade dinâmica (ou absoluta)

U = velocidade relativa entre eixo e mancal

a = folga radial entre eixo e mancal = 0,3mm

O segundo termo é então suprimido, pois pode-se considerar o escoamento de óleo simétrico em torno do eixo, portanto não há diferencial de pressão na direção circunferencial. Assim, simplificando a equação:

$$\tau_{xy} = \mu \frac{\omega \cdot D}{2 \cdot a}$$

Onde:

D = diâmetro do eixo = 10mm

ω = rotação (adotada para esse cálculo 10.000 RPM)

Com esse equacionamento e esses valores adotados, obteve-se a tabela 4.2, que exemplifica a influência da temperatura do óleo na potência dissipada por atrito. Vale ressaltar que os valores apresentados são para um mancal apenas, e no rotor do turbocompressor há dois mancais no eixo, e que esse cálculo foi feito para uma rotação de 10.000 RPM.

A tabela 4.2, e a figura 4.16 a seguir apresentam os resultados dessa análise.

Tabela 4.2 – Cálculos do atrito viscoso nos mancais (valores para um mancal)

Temperatura (°C)	Densidade (kg/m ³)	Viscosidade cinemática (cSt)	Tensão de cisalhamento (N/m ²)	Torque resistivo (N.m)	Potência dissipada (W)
40	837,2	66,03	964,9	1,8E-03	1,90
50	831,3	49,06	711,9	1,3E-03	1,41
60	825,4	36,46	525,2	9,9E-04	1,04
70	819,5	27,09	387,5	7,3E-04	0,76
80	813,6	20,13	285,8	5,4E-04	0,56
90	807,7	14,96	210,8	4,0E-04	0,42
100	801,8	11,11	155,5	2,9E-04	0,31
110	795,9	8,26	114,7	2,2E-04	0,23

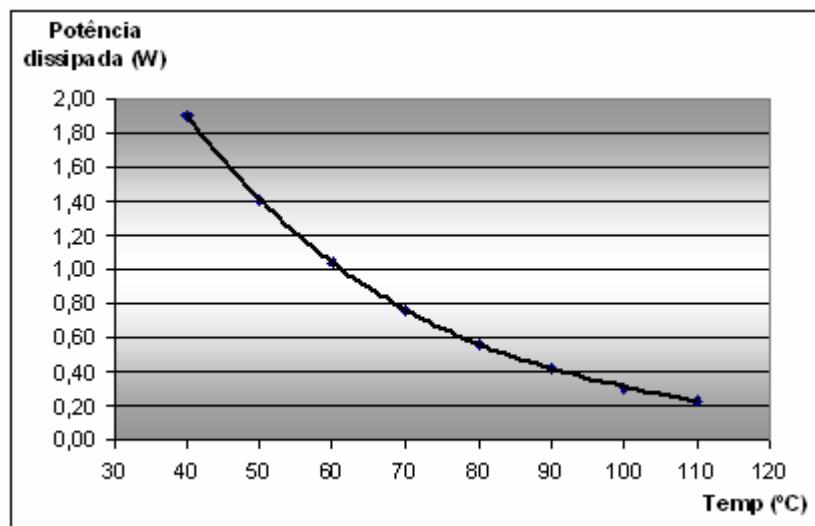


Fig. 4.16 – Gráfico Potência dissipada X Temperatura – óleo 5W30.

Outra alteração interessante para o estudo da lubrificação desses mancais é a adição de um “by-pass” na turbina. Com um pequeno reservatório intermediário, entre a bomba e o rotor, faz-se uma saída de óleo com registro que vá direto ao reservatório à jusante do rotor. Com esse registro, é possível variar a pressão de óleo nos mancais sem variar qualquer parâmetro da bomba. Adicionando-se também um manômetro pode-se estudar a influência da pressão na rotação da micro-turbina e até mesmo estudar a durabilidade dos mancais. O sistema proposto é visto na figura 4.17.

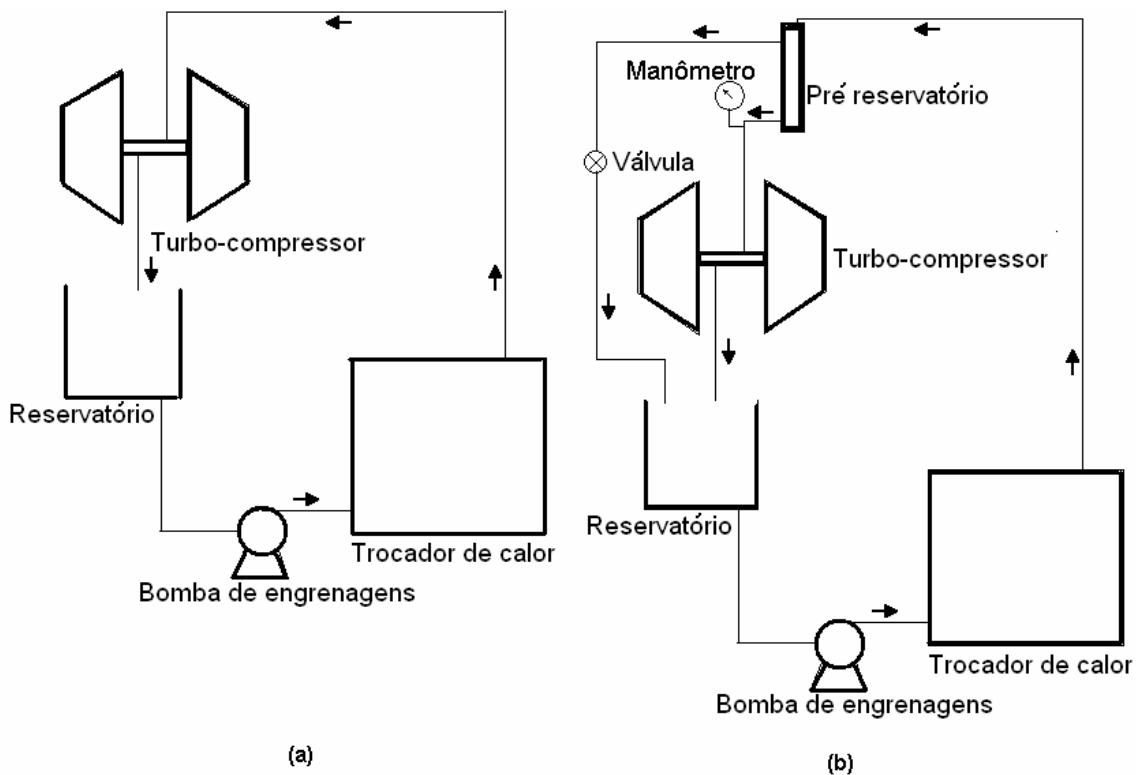


Fig. 4.17 – Sistema de óleo: (a) Atual, (b) Proposto com “by-pass”.

4.5.2. Câmara de combustão

A câmara construída no presente trabalho mostrou-se bastante estável e confiável para a operação da micro-turbina. No entanto, é interessante estudar outras formas construtivas de câmaras, sobretudo pelas diferenças de perdas de carga que cada uma apresenta. Além do modelo atual, é possível substituir o atual misturador, ou “swirler”, por um corpo rombudo, como proposto por Santos (2002). Há também câmaras onde a mistura ar-combustível é feita simplesmente pela entrada de ar pelos *furos de diluição*, que são furos dispostos ao longo do comprimento do tubo interno, por onde entra o ar na zona de chama.

4.5.3. Instrumentação

No atual momento, em que se busca apenas colocar o sistema em operação sustentável, medições mais detalhadas não são tão requeridas. No entanto, quando os objetivos forem utilizar o sistema para estudos de rendimento ou otimizações, ou ainda para o uso didático, a bancada precisa estar pronta para ter vários de seus parâmetros avaliados.

As principais variáveis a serem medidas são pressões e temperaturas, pois são elas que permitem avaliar o estado termodinâmico dos gases nos diferentes pontos do sistema, o que permite calcular transferências de calor, desenvolvimento de trabalho, etc.

Os pontos fundamentais para as medições são:

- Pressão à montante da câmara
- Pressão à jusante da câmara
- Temperatura dos gases entre a câmara e a turbina
- Temperatura dos gases à jusante da turbina
- Temperatura à montante da câmara (à jusante do compressor)
- Temperatura à montante do compressor (ambiente)
- Vazão de ar (medidor de vazão projetado e fabricado neste trabalho, acoplado ao compressor).
- Vazão de gás (já disponível)
- Rotação do rotor (fixar o tacômetro óptico junto à entrada do compressor)
- Pressão do óleo à jusante dos mancais
- Temperatura do óleo à jusante dos mancais
- Vazão do óleo.

5. CONCLUSÕES

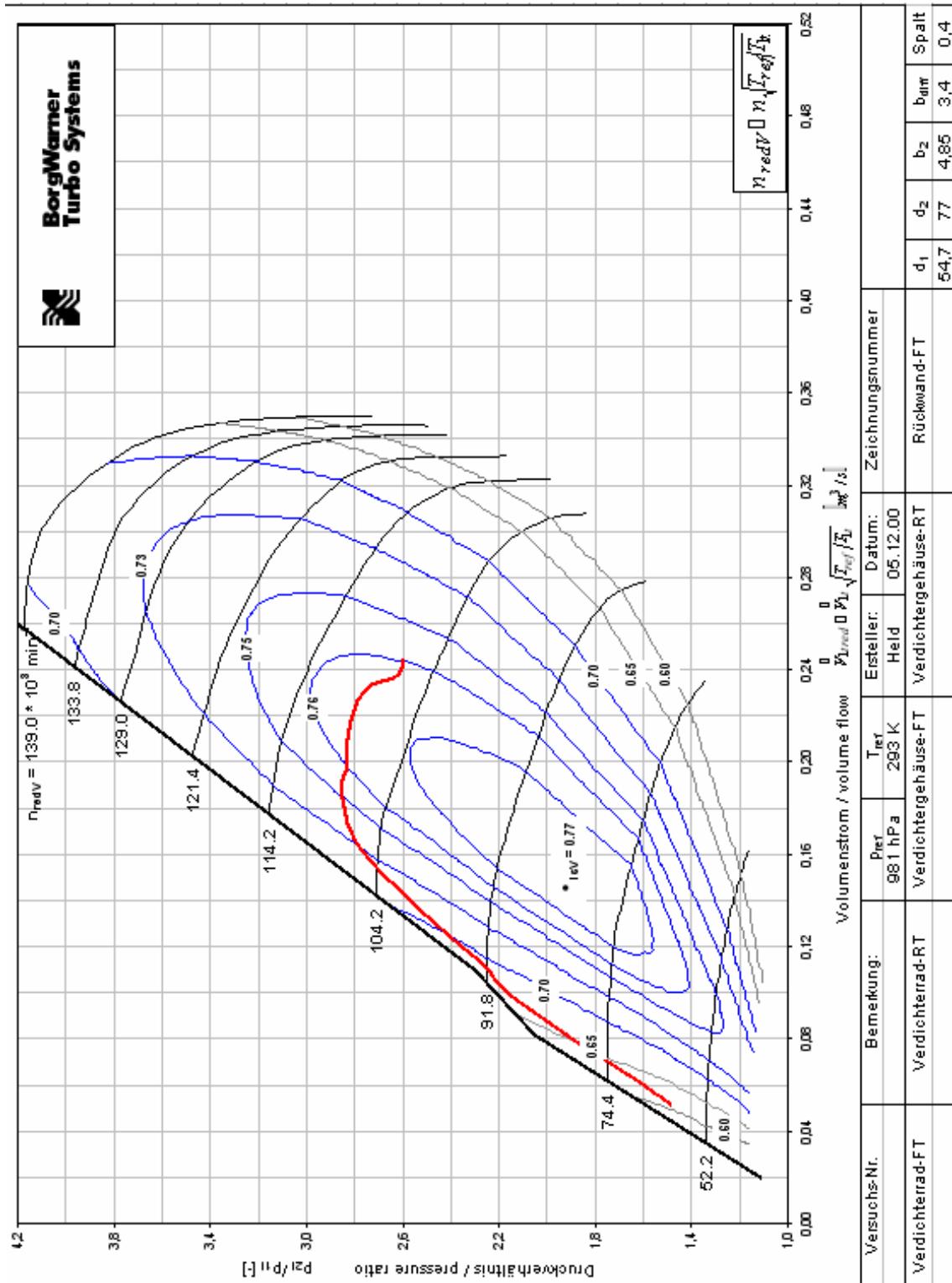
A micro-turbina, apesar de não ter atingido regime de operação, mostra-se viável para tal. A câmara de combustão mostrou-se flexível às variações de vazão e a perspectiva é que com a vazão de projeto (maior que as dos testes) seu desempenho seja ainda melhor.

O sistema de lubrificação, agora, garante proteção aos mancais de lubrificação e opera em regime permanente, com possibilidades de se controlar a temperatura do óleo. Foi proposta nesse trabalho uma alternativa para variar e monitorar a pressão do óleo nos mancais, possibilitando estudos das influências dessa variável.

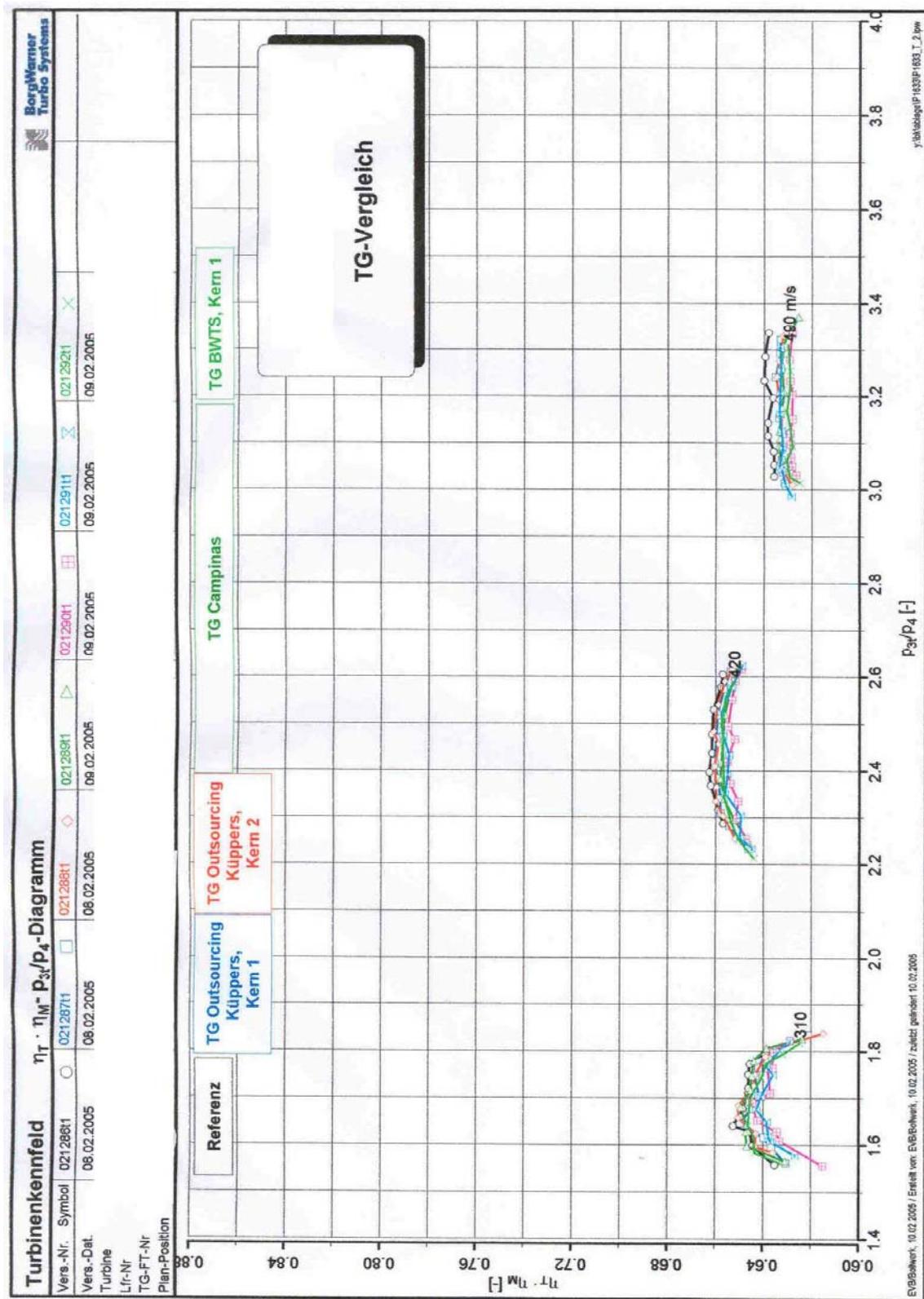
Conclui-se que o sistema apresenta perdas que impossibilitam o rotor acelerar aos 30.000 RPM ou mais, condição que permitiria ao compressor manter a alimentação de ar sem o soprador. Como é possível ver na Carta de Operação do Compressor, no Anexo 1, é preciso que se aumente a vazão volumétrica e a rotação para que o rendimento do compressor tenha um acréscimo. Da mesma forma, no Anexo 2 vê-se que ainda nem foi atingida uma condição que pertença à Carta de Operação da Turbina. Nessa situação, os rendimentos da turbina e do compressor são muito baixos, e assim o trabalho de expansão na turbina não é suficiente para manter o trabalho de compressão do compressor, e a rotação cai rapidamente.

As principais atividades vindouras são relativas ao aquecimento do óleo – para reduzir-se a viscosidade e, por consequência, o atrito viscoso nos mancais – e a instrumentação completa do sistema, para avaliar suas condições de operação com maior detalhamento.

ANEXO 1 – CARTA DE OPERAÇÃO DO COMPRESSOR



ANEXO 2 – CARTA DE OPERAÇÃO DA TURBINA

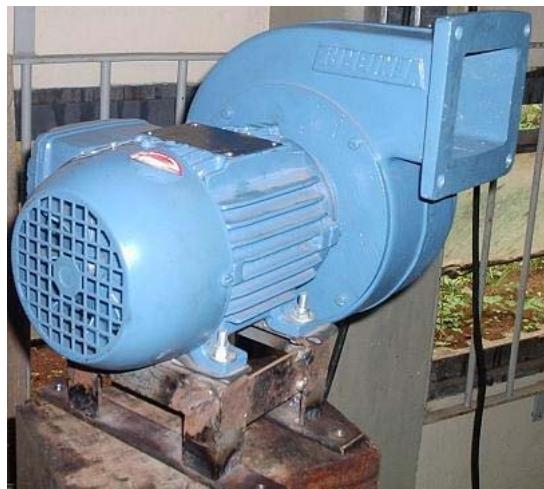


ANEXO 3 – FOTOS

Anexo 3.1 – Medidor de vazão



Anexo 3.2 – Ventilador centrífugo Bernauer de 5 CV



Anexo 3.3 – Ventilador siroco de 0,5 CV



Anexo 3.4 – Câmara de combustão montada para teste



Anexo 3.5 – Câmara de combustão em teste



Anexo 3.6 – Sistema do óleo dos mancais sob a micro-turbina



Anexo 3.7 – Reservatório intermediário, para o circuito de óleo proposto



Anexo 3.8 – Sistema da micro-turbina montada com dois registros



Anexo 3.9 – Visão geral do sistema da micro-turbina

REFERÊNCIAS

- FOX, R. W.; McDONALD, A.T., **Introdução à Mecânica dos Fluidos.** 5^a ed. Tradução de Ricardo N. N. Koury e Geraldo A. C. França. Rio de Janeiro. LTC Editora.
- INCROPERA, F.P.; DeWITT, D.P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 5^a ed. Tradução de Carlos Alberto B. da Silva. Rio de Janeiro. LTC Editora.
- VAN WYLEN, G. J.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E., **Fundamentos da Termodinâmica.** 6^a ed. Tradução de Euryale de Jesus Zerbini. São Paulo. Edgard Blücher.
- DONADIO, D.L.S., **Projeto de uma Câmara de Combustão para Micro-turbina a Gás a partir de Conjunto Turbocompressor pré-existente**, Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2004.
- LOURENÇO FILHO, U., **Adaptação de um Turbocompressor Automotivo para uso com o Micro-turbina a Gás: Projeto Estrutural Preliminar**, Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2005.
- MOLITERNO, R., **Viabilidade Técnico-econômica e Dimensionamento de Sistemas Auxiliares de Micro-turbina de 10kw**, Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2005.
- PAVON, D.S., **Adaptação de um Turbocompressor Automotivo para uso como Micro-turbina a Gás: Projeto Estrutural Preliminar**, Trabalho de Graduação, EPUSP, S. Paulo, 2005.
- SANTOS, F.A., **Projeto e estudo de desempenho da câmara de combustão de uma micro-turbina**, IX Congresso Brasileiro de Engenharia e Ciências Térmicas, Caxambu, 2002.
- AGÊNCIA NACIONAL DO PETRÓLEO, **Portaria Nº 130**, 1999.

ISO 5167-2. Measurement of fluid flow by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full - Part 2: Orifice plates. International Standard, Switzerland, 2003

GIANDOMENICO, D., Experimental projects, Disponível em <www.rcdon.com/html/experimental_projects.html>.

AMANCO. Tubos, conexões e soluções para hidráulica. Disponível em <www.amanco.com.br>

TIGRE. Tubos, conexões e soluções para hidráulica. Disponível em <www.tigre.com.br>

NGK. Cerâmica e velas de ignição. Disponível em <www.ngkntk.com.br>

MOTOVIAGEM. Paiol Moto Peças. Disponível em <www.motoviagem.com.br>