

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAEL MARQUES BRITO DE ARAÚJO

**INSTRUMENTAÇÃO E ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO DE
MICROTURBINA A GÁS.**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2016

RAFAEL MARQUES BRITO DE ARAÚJO

**INSTRUMENTAÇÃO E ANÁLISE DE FUNCIONAMENTO DE
MICROTURBINA A GÁS.**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná-UTFPR, como requisito parcial para obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Rubens Gallo

CORNÉLIO PROCÓPIO

2016



**Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Cornélio Procópio
Departamento Acadêmico de Mecânica
Curso de Engenharia Mecânica**



FOLHA DE APROVAÇÃO

Rafael Marques Brito de Araújo

Instrumentação e Análise de Funcionamento de Microturbina a Gás

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 10:20hs do dia 26/09/2016 como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico no programa de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

Prof(a). Dr(a). Rubens Gallo - Presidente (Orientador)

Prof(a). Dr(a). Henrique Cotait Razuk - (Membro)

Prof(a). Dr(a). Marcos Antonio de Souza Lourenço - (Membro)

A folha de aprovação assinada encontra-se na coordenação do curso.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a toda minha família, principalmente meus pais e a meu irmão, que muito fizeram, e continuam fazendo, para que eu possa ter todas as oportunidades possíveis.

Agradeço também as demais pessoas que de forma direta ou indireta também me ajudaram nas realizações em minha vida.

RESUMO

ARAÚJO, Rafael Marques Brito de. Instrumentação e Análise de Funcionamento de Microturbina a Gás. 2016. 41 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2016.

A turbina a gás é uma importante máquina térmica, utilizada principalmente em aplicações de transporte devido à baixa relação peso/potência. Porém, também são utilizadas em geração de potência estacionária.

O princípio de funcionamento da turbina a gás é também utilizado em turbocompressores. Entretanto, nesses, o objetivo é utilizar os gases de escape para mover uma turbina que aciona o compressor que injetará ar com uma maior pressão na câmara de combustão, aumentando a eficiência do motor de combustão interna. Logo, é possível adaptar o turbocompressor para operar como uma microturbina a gás. E este trabalho pretende instrumentar e analisar o funcionamento de uma microturbina já disponível.

Palavras-chave: Microturbina a gás. Turbocompressor.

ABSTRACT

ARAÚJO, Rafael Marques Brito de. Instrumentation and Operation Analysis of Gas Microturbine. 2016. 41 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2016.

The gas turbine is an important thermal machine, mainly utilized in transport applications due to its low weight/power ratio. But, they are also utilized in stationary power generation.

The gas turbine operation principle is also utilized in turbochargers. However, these, the goal is use the exhaust gases to move a turbine that drive a compressor which will inject higher pressure air in combustion chamber, increasing the internal combustion engine efficiency.

Therefore, is possible adapt a turbocharger to operate as a gas microturbine. This work intend instrument and analyze the operation of an available microturbine.

Keywords: Gas microturbine. Turbocharger.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Turbina a gás (ciclo aberto)	14
Figura 2 – Turbina a gás (ciclo fechado)	14
Figura 3 – Diagrama T-s de ciclo Brayton	17
Figura 4 – Diagrama p-v de ciclo Brayton	17
Figura 5 – Efeito das irreversibilidades no ciclo ar-padrão Brayton.....	18
Figura 6 – Esquema de um turbocompressor instalado	19
Figura 7 - Leiaute preliminar.....	21
Figura 8 – Bancada com instrumentos.....	22
Figura 9 - Detalhe do arranjo para medição da potência	24
Figura 10 - Detalhe do reservatório de combustível	24
Figura 11 – Diversas formas de energia por unidade de tempo fluindo em um sistema delimitado por um volume de controle.	29
Figura 12 – Dispositivos construídos na tentativa de controlar a vazão de combustível	35
Figura 13 – Dispositivos para medição da potência montados na bancada.....	36
Figura 14 – Carta do compressor.....	37

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Poder calorífico inferior (PCI) do Gás Liquefeito de Petróleo	23
Tabela 2 – Propriedades selecionadas do ar e do GLP	26

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Simulação do comportamento da potência líquida real de acordo com a razão de trabalho reverso e a eficiência isentrópica	33
--	----

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E ACRÔNIMOS

ABREVIATURAS

Comb. Combustível

SIGLAS

CNTP Condições Normais de Temperatura e Pressão

GLP Gás Liquefeito de Petróleo

PCI Poder Calorífico Inferior

LISTA DE SÍMBOLOS

T	Temperatura [K]
s	Entropia específica [J/kg.K]
\overline{AC}	Relação ar-combustível molar
n	Número de mols
AC_v	Relação ar-combustível volumétrica
M	Massa molar [kg/kmol]
v	Volume específico [m ³ /kg]
Q	Vazão volumétrica [m ³ /s]
V	Velocidade [m/s]
A	Área [m ²]
π	Pi (3,14159...)
D	Diâmetro [m]
\dot{W}_{comp}	Potência do compressor [W]
\dot{Q}_H	Potência calorífica fornecida ao sistema [W]
\dot{W}_{turb}	Potência da turbina [W]
\dot{Q}_L	Potência calorífica expelida do sistema [W]
η_s	Eficiência isentrópica
$\dot{W}_{líq, I}$	Potência líquida ideal [W]
$\dot{W}_{turb, I}$	Potência ideal da turbina [W]
$\dot{W}_{comp, I}$	Potência ideal do compressor [W]
$\dot{W}_{líq, R}$	Potência líquida real [W]
$\dot{W}_{turb, R}$	Potência real da turbina [W]
$\dot{W}_{comp, R}$	Potência real do compressor [W]
θ	Razão de trabalho reverso
\dot{m}	Fluxo mássico [kg/s]
c_p	Calor específico a pressão constante [J/kg.K]
ρ	Densidade [kg/m ³]
ε	Eficiência do dispositivo de medição da potência

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.2 OBJETIVOS	11
1.2.1 Objetivo Geral	11
1.2.2 Objetivo específico	12
1.3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS.....	12
2 TURBINA A GÁS.....	13
2.1 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA	17
2.2 TURBOCOMPRESSOR	18
3 METODOLOGIA.....	21
3.1 MEDIÇÃO DA POTÊNCIA	22
3.2 ESTEQUIOMETRIA E CONTROLE DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL	24
4 RESULTADOS	29
4.1 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS	29
4.2 CONTROLE DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL.....	34
4.3 MEDIÇÃO DA POTÊNCIA	35
4.4 TESTES	36
5 CONCLUSÃO.....	39
REFERÊNCIAS.....	41

1 INTRODUÇÃO

A turbina a gás é uma máquina térmica que opera segundo um ciclo termodinâmico. Costumam ser mais compactas e mais leves comparadas a outras máquinas térmicas, gerando a mesma potência, como instalações de turbina a vapor. Essa boa relação peso/potência as tornam ideais para utilização em meios de transporte. Mas também são utilizadas para geração de potência estacionária (MORAN; SHAPIRO, 2009).

Vários combustíveis podem ser utilizados para alimentar a turbina a gás. Não necessariamente um gás. O nome turbina a gás deve-se ao fluido de trabalho, que é o produto de uma combustão. Esse é tratado como ar, um gás. Neste trabalho será utilizado como combustível o gás liquefeito de petróleo (GLP).

Mais conhecido como gás de cozinha, devido ao seu principal uso, o gás liquefeito de petróleo (GLP) é um ativo importante da matriz energética brasileira. É composto principalmente por hidrocarbonetos com 3 ou 4 átomos de carbono que encontram-se no estado gasoso em *Condições Normais de Temperatura e Pressão* (CNTP), que podem ser liquefeitos se resfriados e/ou comprimidos. É naturalmente incolor e, quando tem baixo teor de enxofre, é também inodoro. Quando comparado com combustíveis mais pesados, sua queima tem baixa emissão de poluentes. Por isso pode ser utilizado em ambientes fechados, como uma cozinha e também em indústrias sensíveis a poluentes (PETROBRAS).

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Analisar funcionamento de microturbina a gás, utilizando gás liquefeito de petróleo (GLP) como combustível.

1.2.2 Objetivo específico

Instrumentar a microturbina a gás, para que seja possível fazer a medição da potência gerada e o consumo de combustível.

Analisar o funcionamento da microturbina a gás durante os experimentos.

1.3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Para fazer a medição da potência é necessário fazer a instrumentação da microturbina a gás. Foi pensado inicialmente fabricar um dinamômetro, porém fazer um dinamômetro preciso é dispendioso econômica e tecnicamente. Portanto, para fazer a medição da potência será utilizado um conjunto com alternador, bateria, elemento resistivo, voltímetro e amperímetro, medindo a potência elétrica gerada pela rotação da microturbina.

A medição do consumo de combustível será feita com uso de dispositivo controlador de vazão, um fluxômetro por exemplo, assim para cada leitura de potência da microturbina em regime de operação ter-se-á uma respectiva vazão de combustível.

Mas, para que todas essas medições sejam feitas de forma confiável, é necessário controlar a vazão de ar que entra na turbina a gás, tendo uma relação estequiométrica adequada na câmara de combustão. A partir do momento que a turbina a gás entra em regime de operação, a alimentação de ar é feita pela mesma através do compressor. Porém, antes disso, é necessário alimentá-la. Foi escolhido para esta tarefa um soprador.

2 TURBINA A GÁS

Um ciclo termodinâmico pode ser definido como a sucessão de processos ocorrendo dentro de um sistema, onde o início e o fim do ciclo encontram-se em um mesmo estado. Isso quer dizer que as propriedades desse ciclo têm o mesmo valor no início e no fim. Portanto, ao fim do ciclo não há variação líquida de estado neste sistema.

O balanço de energia para um sistema sujeito a um ciclo termodinâmico é como segue a equação (1).

$$\Delta E_{\text{ciclo}} = Q_{\text{ciclo}} - W_{\text{ciclo}} \quad (1)$$

Onde Q_{ciclo} é a quantidade líquida de transferência de calor para o ciclo e W_{ciclo} é a quantidade líquida de transferência de trabalho para o mesmo. ΔE_{ciclo} representa a variação líquida de energia. Esse é igual a zero, pois o sistema retorna ao seu estado inicial ao fim do ciclo. Assim a equação (1) se resume a:

$$W_{\text{ciclo}} = Q_{\text{ciclo}} \quad (2)$$

A equação (2) expressa o princípio da conservação da energia que deve ser satisfeita por todo ciclo termodinâmico, independente do caminho percorrido pelos processos ou a natureza das substâncias componentes do sistema.

Há, basicamente, duas classes de ciclo. Ciclos de potência e ciclos de refrigeração. Em cada um desses, um sistema percorre um ciclo enquanto comunica-se termicamente com duas fontes de calor, uma quente e outra fria, localizadas nas vizinhanças do sistema. Há, além disso, uma quantidade líquida de energia, na forma de trabalho, trocada com a vizinhança no decurso desse ciclo.

Em um ciclo de potência, essa quantidade líquida de energia, é fornecida do sistema à vizinhança. E tomando a equação (2) para um ciclo de potência temos:

$$W_{\text{ciclo}} = Q_H - Q_L \quad (3)$$

Na equação (3), Q_H e Q_L são as parcelas de calor provenientes das fontes quente e fria, respectivamente.

O desempenho de um sistema de potência pode ser mensurado pela razão entre o trabalho retirado do ciclo e o calor adicionado ao mesmo. Razão essa chamada de eficiência térmica, e definida pela equação (4).

$$\eta = \frac{W_{\text{ciclo}}}{Q_H} \quad (4)$$

Substituindo a equação (3) na (4) temos uma outra possível relação para a eficiência térmica. Mostrada na equação (5) (MORAN; SHAPIRO, 2009).

$$\eta = \frac{Q_H - Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} \quad (5)$$

A turbina a gás é um exemplo de máquina térmica que opera segundo um ciclo termodinâmico de potência. Ciclo com quatro processos distintos (dois isobáricos e dois isentrópicos), com escoamento de fluido em regime permanente em uma única fase (gás), produzindo trabalho líquido na forma de rotação de um eixo.

Esta máquina é, na verdade, um conjunto de dispositivos. Normalmente compressor, câmara de combustão e turbina. Onde, resumidamente, fornece-se trabalho ao compressor e calor à câmara de combustão, e retira-se trabalho da turbina (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995).

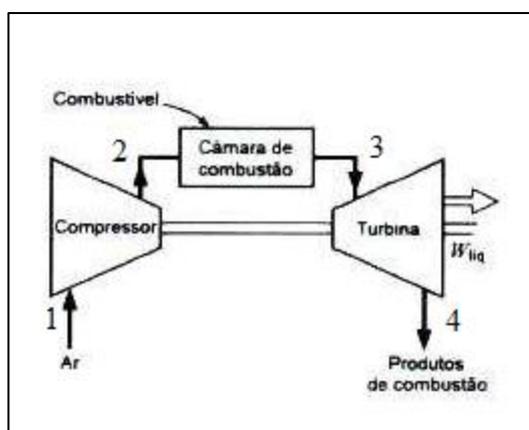


Figura 1 - Turbina a gás (ciclo aberto)
Fonte: Adaptado de Van Wylen (1995, p.263).

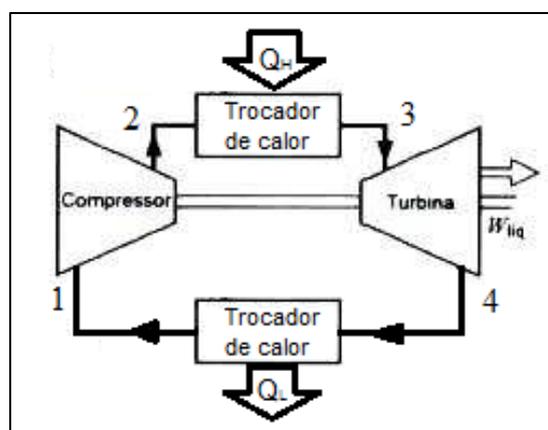


Figura 2 – Turbina a gás (ciclo fechado)
Fonte: Adaptado de Van Wylen (1995, p. 263)

A Figura 1 e a Figura 2 mostram esquemas de turbinas a gás de ciclo aberto e ciclo fechado, respectivamente.

O funcionamento de uma turbina a gás é idealizado como uma análise de ar-padrão. Nessa análise, o fluido de trabalho é o ar, este comporta-se como gás ideal, e o aumento de temperatura do processo de combustão é idealizado como uma transferência de calor de uma fonte externa. Essas duas hipóteses nos evita o complexo trabalho de analisar o processo de combustão e as mudanças de composição nesse mesmo processo, permitindo ainda uma boa análise qualitativa do desempenho da turbina a gás.

O ciclo ideal que se aproxima do funcionamento de uma turbina a gás simples é chamado ciclo de ar-padrão Brayton. Neste ciclo ideal, ar atmosférico entra no compressor, é descarregado com uma pressão maior na câmara de combustão. Na câmara de combustão recebe calor de uma fonte externa (primeira hipótese da análise de ar-padrão) é descarregado na turbina gerando potência e expelido da turbina com temperatura maior que das vizinhanças. A interação dessa massa de ar expelida com o ar ambiente leva-o ao mesmo estado do ar que entra no compressor.

Esse equilíbrio ocorre pela transferência de calor do ar expelido pela turbina para o ar ambiente. Assim, pode-se idealizar a utilização de um trocador de calor para isso, e que o ar expelido pela turbina é o mesmo que entra no compressor após o arrefecimento. Logo, com esta última idealização, temos o ar que passa através dos componentes da turbina a gás executando um ciclo termodinâmico (MORAN; SHAPIRO, 2009).

Considerando a análise ar-padrão frio, o rendimento térmico para o ciclo ar-padrão Brayton pode ser definido como segue a equação (6).

$$\eta = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} \quad (6)$$

Usando a equação (7):

$$\frac{p_3}{p_4} = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1}} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (7)$$

Chegamos a relação descrita na equação (8).

$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1} \therefore \frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \text{ e } \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1 \quad (8)$$

Substituindo os valores da equação (8) na equação (6), teremos a equação (9).

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (9)$$

Portanto, o rendimento térmico do ciclo ar-padrão Brayton é função da razão de pressão isentrópica do compressor (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995).

A Figura 3 mostra o diagrama T-s (Temperatura-entropia específica) para um ciclo de ar-padrão Brayton. Este diagrama deixa claro a influência da razão de pressão na eficiência térmica do ciclo. A área delimitada por a-2-3-b-a representa o calor adicionado por unidade de massa. A área a-1-4-b-a representa o calor expelido por unidade de massa. Subtraindo esses, temos o calor do ciclo por unidade de massa representado pela área 1-2-3-4-1. Se a razão de pressão for aumentada o calor do ciclo passa a ser representado pela área 1-2'-3'-4-1. O calor fornecido nesse é maior, com o mesmo calor expelido do ciclo original, tendo, assim, um rendimento maior.

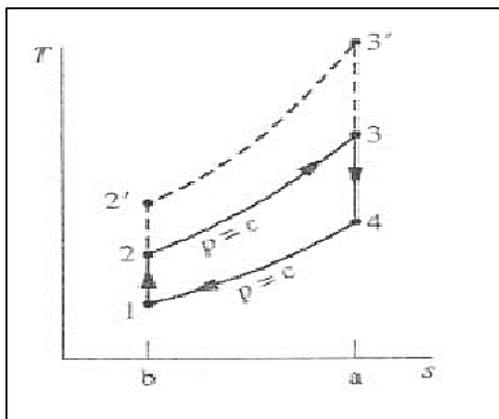


Figura 3 – Diagrama T-s de ciclo Brayton
Fonte: Moran (2009, p. 393)

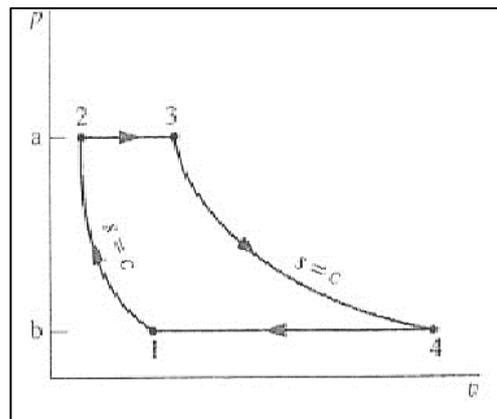


Figura 4 – Diagrama p-v de ciclo Brayton
Fonte: Moran (2009, p. 393)

A Figura 4 mostra um diagrama p-v para um ciclo ar-padrão Brayton. Neste, a área a-3-4-b-a representa o trabalho por unidade de massa gerado pela turbina. A área a-2-1-b-a é o trabalho por unidade de massa fornecido ao compressor. Assim, a área 1-2-3-4-1 representa o trabalho líquido por unidade de massa (MORAN; SHAPIRO, 2009).

2.1 EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA

Processos isentrópicos são aqueles em que não há variação da entropia específica (entropia constante). Tomar um processo como isentrópico mostra-se útil para determinar propriedades em estados com o mesmo valor de entropia específica.

Porém, devido a diversos fatores, os processos que ocorrem em dispositivos como bombas, compressores, turbinas e bocais não são isentrópicos. Dessa forma, para avaliar o desempenho destes dispositivos é necessário calcular a eficiência isentrópica dos mesmos.

A eficiência isentrópica é uma comparação entre o desempenho real de um dispositivo e o desempenho que seria alcançado em condições ideais para o mesmo estado inicial e a mesma pressão de saída.

Em uma turbina a gás, temos dois dispositivos sujeitos a eficiência isentrópica. No caso da turbina, a eficiência isentrópica é a relação entre o trabalho real e o ideal. Para o compressor, é a relação inversa, ou seja, ideal sobre real. Como mostrado nas equações (10) e (11).

$$\eta_t = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})}{(\dot{W}_c/\dot{m})_s} \quad (10)$$

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c/\dot{m})_s}{(\dot{W}_c/\dot{m})} \quad (11)$$

A Figura 5 mostra no diagrama T-s de ciclo Brayton o afastamento do processo ideal (isentrópico) de um processo real na turbina e no compressor (MORAN; SHAPIRO, 2009).

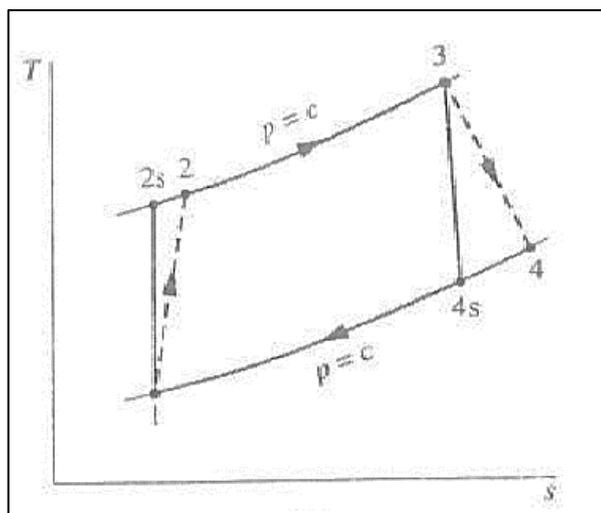


Figura 5 – Efeito das irreversibilidades no ciclo ar-padrão Brayton
Fonte: Moran (2009, p. 397)

2.2 TURBOCOMPRESSOR

Nos motores de combustão interna, a potência é proporcional à quantidade de ar e combustível que é injetado no mesmo. Logo, motores maiores são capazes de desenvolver uma maior potência.

Um das estratégias mais eficazes de aumentar a potência de um motor, é injetar uma maior massa de ar. Todavia, o volume máximo dos cilindros é constante. Então, para conseguir uma massa de ar maior, é necessário aumentar sua densidade. Isso pode ser alcançado com o uso de um compressor.

Porém, é necessário fornecer potência para acionar o compressor. Algumas instalações usam a potência do próprio motor. Contudo, com o uso de uma turbina movida pelos gases resultantes da combustão dentro dos cilindros do motor, é possível utilizar-se de uma energia que seria desperdiçada.

A Figura 6 mostra um esquema simplificado de um turbocompressor instalado (GARRET).

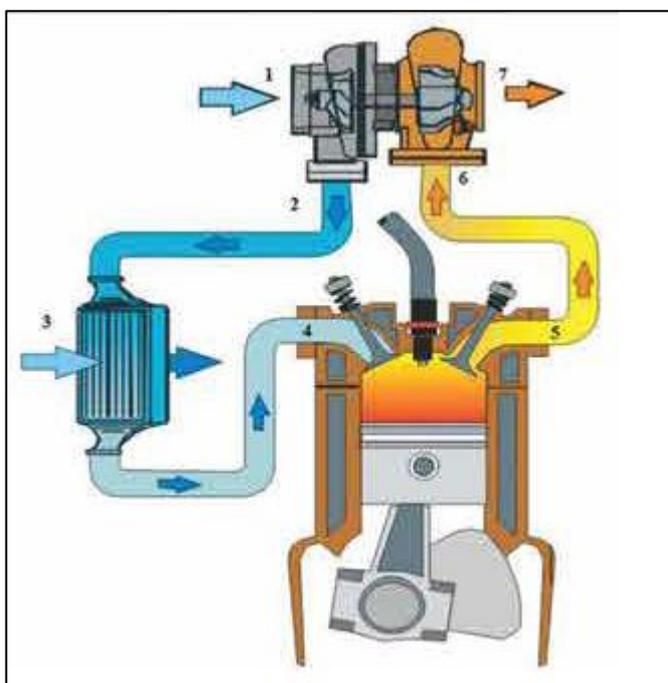


Figura 6 – Esquema de um turbocompressor instalado
Fonte: Garret (p. 6)

Onde:

- | | |
|---------------------------|-------------------------|
| 1 – Entrada do compressor | 5 – Coletor de exaustão |
| 2 – Saída do compressor | 6 – Entrada da turbina |
| 3 - <i>Intercooler</i> | 7 – Saída da turbina |
| 4 – Coletor de admissão | |

Olhando para esse sistema composto de turbina, compressor e tomando o cilindro do motor como uma câmara de combustão, é impossível não ver a semelhança com a turbina a gás. Com a diferença de que o turbocompressor tem como objetivo principal comprimir ar para ser injetado no motor.

Portanto, teoricamente, faz sentido adaptar um turbocompressor para trabalhar como uma turbina a gás.

3 METODOLOGIA

A metodologia para analisar o funcionamento da microturbina a gás consistirá basicamente em fazer uma análise qualitativa, vendo como a turbina se comporta durante o funcionamento. Analisando se é possível atingir o regime de operação e se o mesmo mantém-se. Além disso, analisar o estado do conjunto microturbina a gás após os testes e avaliar se há avarias.

Todavia, também é necessário fazer uma análise quantitativa, medindo a potência líquida gerada pelo conjunto microturbina a gás, calcular valores de eficiência e comparar com valores tirados de literatura. Logo, é necessário fazer uma instrumentação do conjunto para medir a potência, controlar e medir a vazão de combustível e controlar outras variáveis do processo.

Para tanto, foi elaborado um leiaute preliminar da instrumentação do conjunto turbina a gás que pode ser visto na Figura 7.

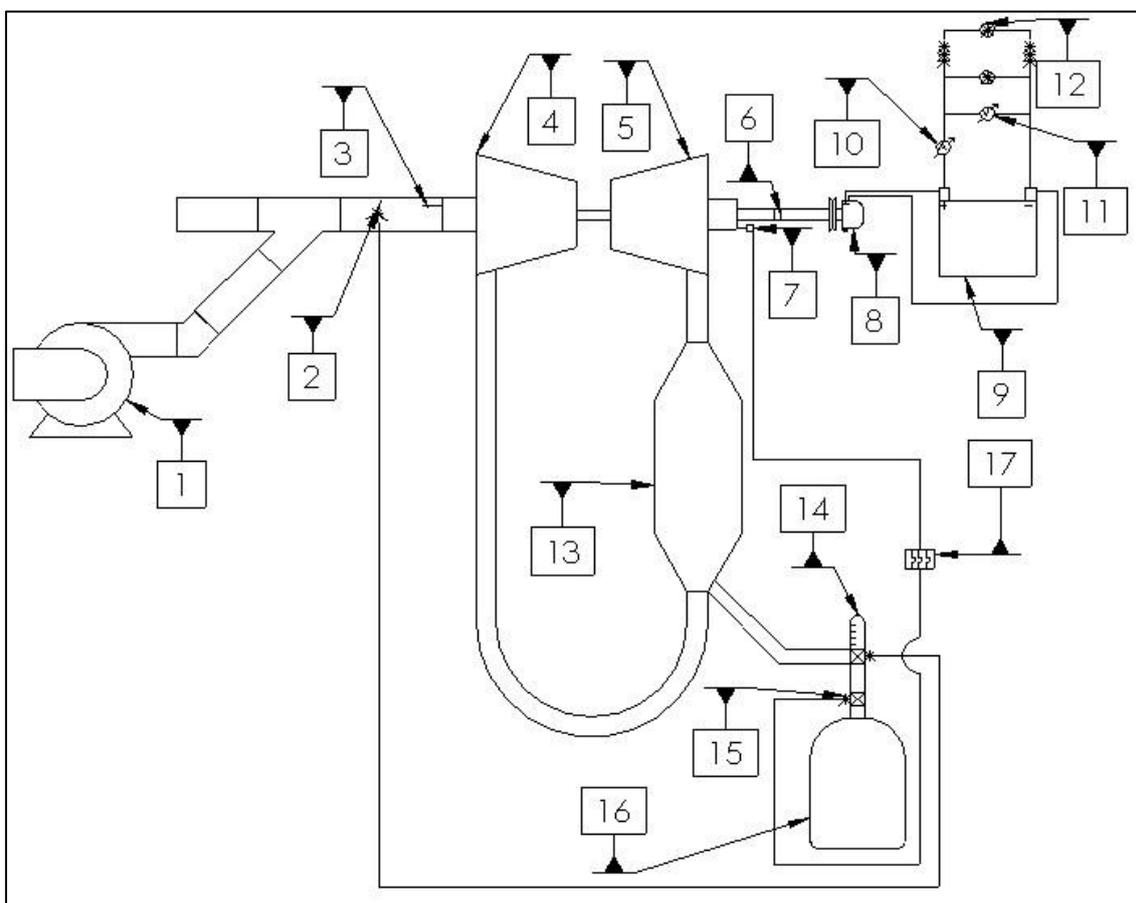


Figura 7 - Leiaute preliminar
Fonte: Autoria própria.

Sendo:

- | | |
|----------------------|----------------------------------|
| 1 – Soprador | 10 – Amperímetro |
| 2 – Anemômetro | 11 – Voltímetro |
| 3 – Tacômetro óptico | 12 – Lâmpadas |
| 4 – Compressor | 13 – Câmara de combustão |
| 5 – Turbina | 14 – Fluxômetro |
| 6 – Acoplamento | 15 – Válvula |
| 7 – Termopar | 16 – Reservatório de combustível |
| 8 – Alternador | 17 – Relê térmico |
| 9 – Bateria | |

Essa era a instrumentação prevista. Porém, devido a diversos motivos, nem todos instrumentos foram montados na bancada. A Figura 8 mostra a bancada com alguns dos instrumentos mencionados na Figura 7. A numeração é a mesma supracitada.

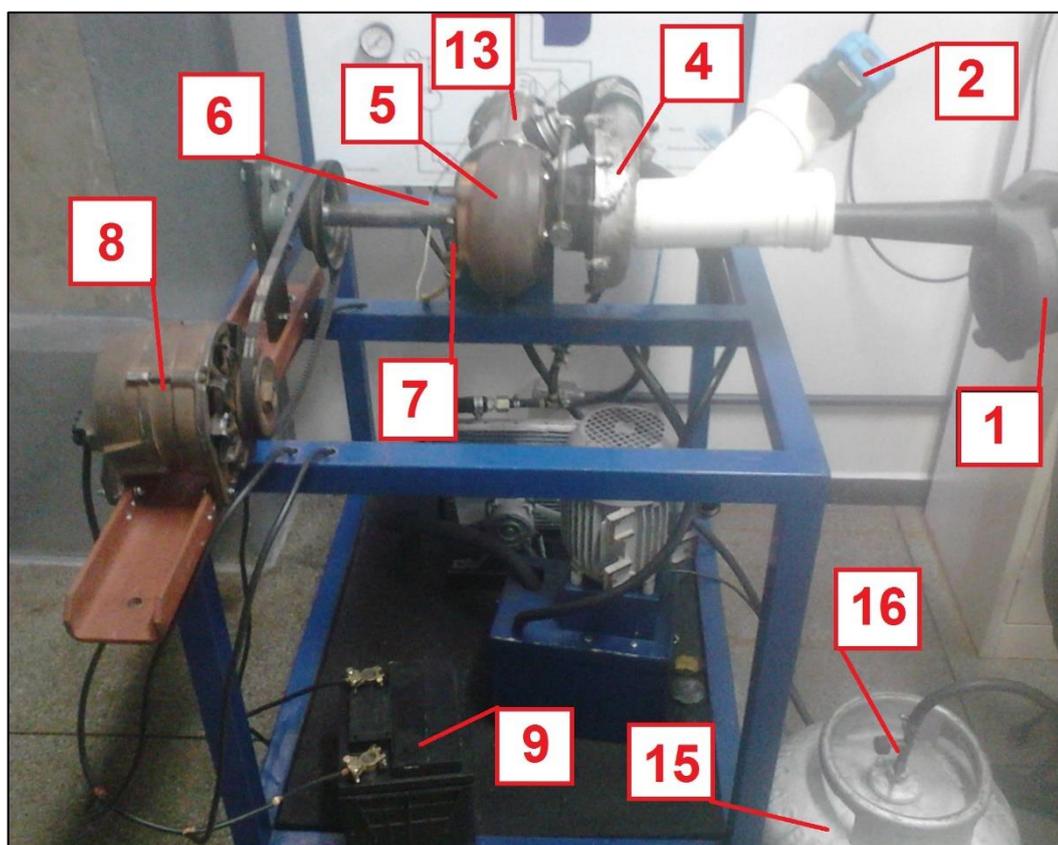


Figura 8 – Bancada com instrumentos
Fonte: Autoria própria

3.1 MEDIÇÃO DA POTÊNCIA

Para quantificação da potência líquida gerada no eixo, será utilizado um arranjo capaz de medir a potência elétrica que este mesmo eixo produz. Arranjo composto por alternador, bateria, elemento resistivo, voltímetro e amperímetro. Fazendo várias leituras, a fim de se obter um valor confiável da potência gerada por unidade de volume, comparando os dados obtidos com dados de literatura.

Tabela 1 – Poder calorífico inferior (PCI) do Gás Liquefeito de Petróleo

Combustível	PCI [MJ/Nm ³]
GLP (gás)	106

Fonte: PETROBRAS; Van Wylene (1995).

A Tabela 1 apresenta dados de literatura do poder calorífico inferior (PCI) do GLP. A metodologia para quantificação experimental do PCI a partir da potência gerada no eixo será apresentada posteriormente em *Avaliação de Resultados*.

Para controlar e quantificar o fluxo volumétrico de combustível entrando na câmara de combustão, será usado um fluxômetro de gás. A quantificação do fluxo de combustível far-se-á importante para o cálculo da quantidade de energia que o combustível fornece para gerar determinada potência na microturbina a gás.

A Figura 9 e a Figura 10 mostram respectivamente o detalhe do arranjo para medição de potência e detalhe do reservatório de combustível onde encontra-se o fluxômetro. Ambas são detalhes do leiaute supracitado, logo têm a mesma numeração dos instrumentos.

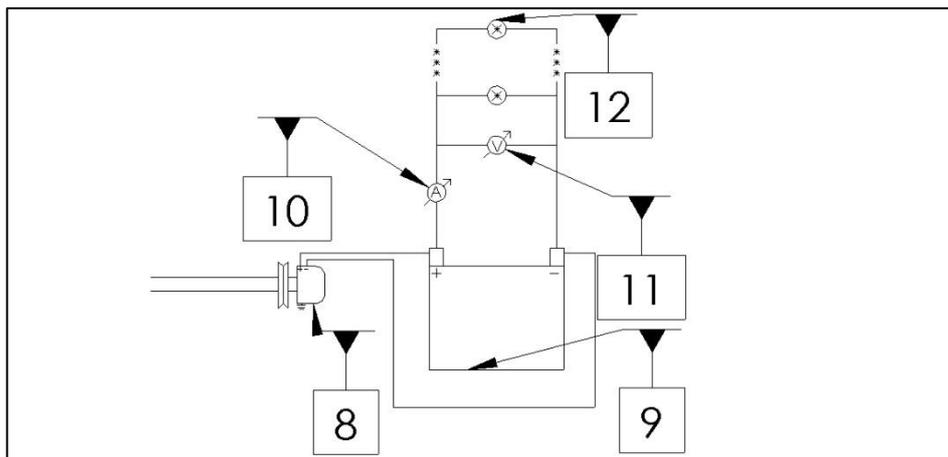


Figura 9 - Detalhe do arranjo para medição da potência
Fonte: Autoria própria.

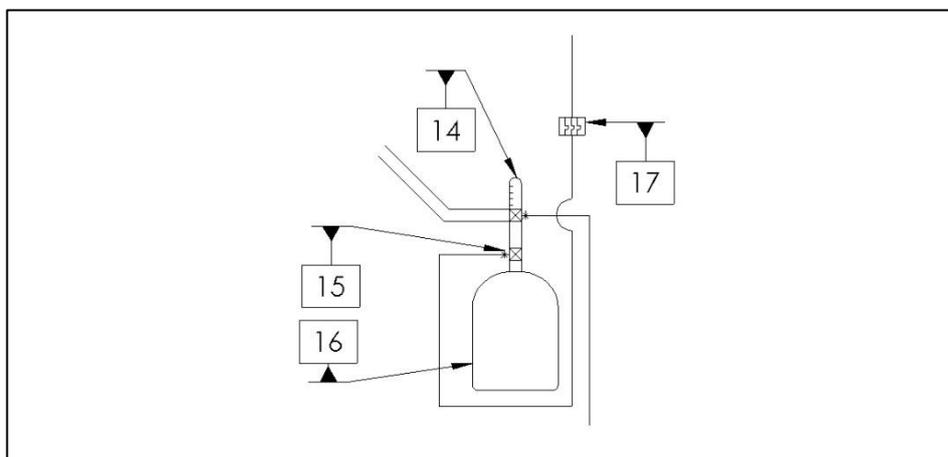


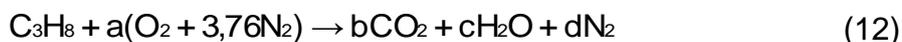
Figura 10 - Detalhe do reservatório de combustível
Fonte: Autoria própria.

3.2 ESTEQUIOMETRIA E CONTROLE DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL

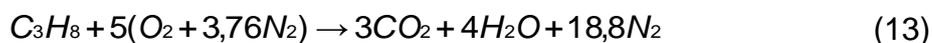
A combustão é um processo que envolve a oxidação dos constituintes oxidáveis do combustível, sendo assim, uma equação química pode ser usada para representar o processo. Nesse, a massa de cada elemento é conservada.

O ar é quem fornece oxigênio para a combustão. E a composição desse, em base molar, é de aproximadamente 21% de oxigênio (O_2) e 79% de nitrogênio (N_2), que dá uma proporção de 3,76 mols de N_2 para cada mol de O_2 (VAN WYLEN; SONNTAG; BORGNAKKE, 1995).

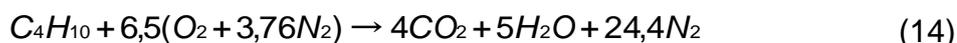
Para o balanço, foi considerado que o GLP seja composto por uma mistura de 45% de propano (C_3H_8) e 55% de butano (C_4H_{10}). O balanço químico da reação de combustão do GLP é feito por etapas. Primeiro o balanço para o propano:



Na equação (12) os índices “a”, “b”, “c” e “d” são os coeficientes estequiométricos que precisam ser descobertos. Fazendo-se o balanço químico dos reagentes e produtos da reação, teremos a equação (13):



Fazendo da mesma forma para o butano, chega-se à equação (14), já balanceada:



Assim, para cada mol de propano são necessários 5 mols de ar e, para cada mol de butano são necessários 6,5 mols de ar para ocorrer a combustão completa.

A relação ar-combustível molar é definida como a relação entre o número de mols de ar necessária para a combustão de 1 mol de combustível.

Para o GLP, essa relação é descrita na equação (15).

$$\overline{AC} = \frac{n_{(Ar)}}{n_{(Comb)}} = \frac{(0,45 \times 5 + 0,55 \times 6,5) \times (1 + 3,76)}{1} \quad (15)$$

Onde:

\overline{AC} : relação ar-combustível molar.

n: número de mols.

Assim, a relação ar-combustível molar para o GLP é:

$$\boxed{\overline{AC} = 27,73}$$

A medição e o controle da vazão de combustível serão feitos em unidade de volume por unidade de tempo (m^3/s , l/min , etc.). Sendo assim, faz-se necessário transformar a relação ar-combustível de uma base molar para uma base volumétrica. Para tanto, a relação ar-combustível molar será multiplicado por relações que possibilitem chegar a este resultado.

Para transformar a relação ar-combustível em base mássica multiplica-a pela razão entre as massas molares de ar e de combustível. Com esse resultado, multiplica-se pela relação entre os volumes específicos dos mesmos. Nesse caso faz-se a consideração de que o volume específico de ambos permanece constante.

O volume específico é diretamente proporcional à temperatura e inversamente proporcional à pressão. Porém nas admissões de ar e combustível as variações de temperatura e pressão serão consideradas desprezíveis. A equação (16) mostra como será feita a transformação da relação ar-combustível de uma base molar para uma base volumétrica.

$$AC_V = \overline{AC} \left(\frac{M_{(Ar)}}{M_{(Comb)}} \times \frac{\nu_{(Ar)}}{\nu_{(Comb)}} \right) \quad (16)$$

Sendo:

AC_V : relação ar-combustível em base volumétrica [$\text{m}^3_{(Ar)}/\text{m}^3_{(Comb)}$].

\overline{AC} : relação ar-combustível em base molar [$\text{kmol}_{(Ar)}/\text{kmol}_{(Comb)}$].

M : massa molar [kg/kmol].

ν : volume específico [m^3/kg].

Para o ar e para o combustível utilizado, os valores de massa molar e volume específico são descritos na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades selecionadas do ar e do GLP

	Ar	GLP
M [kg/kmol]	28,84	51,70
ν [Nm^3/kg]	0,833	0,455

Fontes: Van Wylen (1995); PETROBRAS.

Com estes valores é possível chegar aos valores da relação ar-combustível, em base volumétrica, para o GLP:

$$AC_{V(\text{GLP})} = 28,32$$

Esse valor expressa a quantidade de ar em unidades de volume, considerando que o volume específico não se altere, que deve ser fornecida para a combustão estequiométrica do GLP.

Contudo, em uma turbina a gás, a vazão de ar é variável com a rotação da mesma. Logo, a vazão de ar que irá determinar a quantidade de combustível que deve ser fornecida para a combustão.

Como dito anteriormente, na admissão de ar será admitido que as variações de temperatura e pressão serão desprezíveis, além disso a velocidade do escoamento terá um valor pequeno, tendo um número de Mach abaixo de 0,3. Sendo tratado, portanto, como escoamento incompressível.

Com essas considerações, a vazão pode ser definida como o produto da área da seção transversal, pela velocidade perpendicular a essa área. Como o tubo da admissão de ar tem área de seção transversal constante ao longo de todo escoamento, a vazão vai variar unicamente com a velocidade do escoamento de ar. Assim, cada valor da velocidade do ar terá um valor para o escoamento deste e, pela relação ar-combustível, determinará a vazão de combustível necessária para combustão.

As equações (17) a (20) mostram como a vazão de ar será usada para controlar a vazão de combustível.

$$Q = V.A \quad (17)$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad (18)$$

$$AC_v = \frac{Q_{Ar}}{Q_{Comb}} \quad (19)$$

$$Q_{\text{Comb}} = \frac{V_{\text{ar}} \pi D^2}{AC_v 4} \quad (20)$$

Sendo:

Q: vazão volumétrica [m³/s].

V: velocidade de escoamento [m/s].

A: área da secção transversal do tubo [m²].

D: diâmetro do tubo [m].

AC_v: relação ar-combustível em base volumétrica.

A velocidade é a única variável da equação (20), e pode determinar a vazão necessária de combustível (FOX; McDONALD; PRITCHARD, 2006).

Para isso, serão feitas algumas considerações:

- O controlador de vazão de combustível, possivelmente um fluxômetro, usa como unidade litros por minuto [l/min].
- Não é possível garantir que a combustão terá bom rendimento com a relação ar-combustível estequiométrica. Assim, a relação ar-combustível será multiplicada por 1,1 que significa fornecer 10% a mais de ar que a quantidade estequiométrica.
- Diâmetro do tubo igual a 70 mm, ou 0,07 metros.

Executando todos os cálculos, chega-se ao seguinte valor para determinar, a partir da velocidade de escoamento do ar, a vazão de GLP:

$$Q_{\text{GLP}} = 7,412 \times (V_{\text{ar}} [\text{m/s}]) [\text{l/min}]$$

4 RESULTADOS

4.1 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS

Para transformar o valor da potência líquida lida no eixo em PCI, comparável com dados de literatura, faz-se necessário aplicar os conceitos das Leis da Termodinâmica para um sistema que executa um ciclo. Considerando-se que as variações de energia cinética e potencial do sistema são irrisórias, o ciclo executado por uma turbina a gás é, como segue a Figura 11.

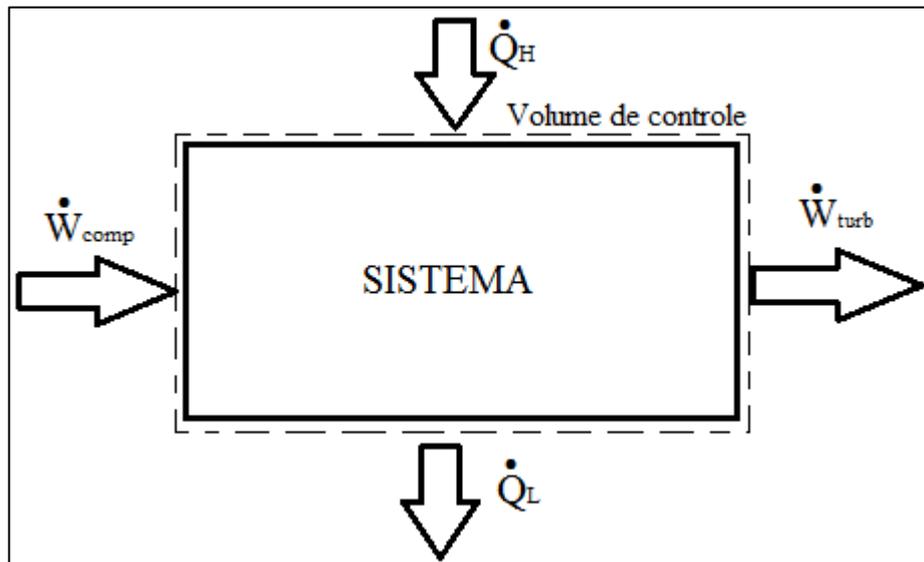


Figura 11 – Diversas formas de energia por unidade de tempo fluindo em um sistema delimitado por um volume de controle.

Fonte: Adaptado de Moran (2009 p.55).

Onde:

\dot{W}_{comp} : potência do compressor fornecida ao sistema [W].

\dot{Q}_H : potência calorífica fornecida ao sistema pela combustão [W].

\dot{W}_{turb} : potência da turbina retirada do sistema [W].

\dot{Q}_L : potência calorífica expelida do sistema pelos gases resultantes da combustão [W].

A figura é representada matematicamente na equação (21).

$$\dot{W}_{\text{comp}} + \dot{Q}_H = \dot{W}_{\text{turb}} + \dot{Q}_L \quad (21)$$

Subtraindo-se da potência da turbina a potência do compressor, tem-se a potência líquida do sistema turbina a gás. Porém, há a potência líquida ideal, que é aquela onde toda energia fornecida ao sistema é convertida em trabalho útil, e há a potência líquida real, onde há perdas associadas ao sistema. Esta que é a lida no eixo.

As equações (22) e (23) definem potência líquida ideal e potência líquida real, respectivamente. A equação (24) mostra como estas duas se relacionam, considerando η a eficiência isentrópica. (MORAN; SHAPIRO, 2009).

$$\dot{W}_{\text{líquid, I}} = \dot{W}_{\text{turb, I}} - \dot{W}_{\text{comp, I}} \quad (22)$$

$$\dot{W}_{\text{líquid, R}} = \dot{W}_{\text{turb, R}} - \dot{W}_{\text{comp, R}} \quad (23)$$

$$\dot{W}_{\text{líquid, I}} = \frac{\dot{W}_{\text{turb, R}}}{\eta_s} - \eta_s \dot{W}_{\text{comp, R}} \quad (24)$$

Na equação (24), a eficiência isentrópica foi considerada igual para a turbina e para o compressor de modo a facilitar os cálculos

Fazendo mudança de variáveis nas equações (22) e (23) como segue:

$\dot{W}_{\text{turb, I}}$: B.

$\dot{W}_{\text{comp, I}}$: C.

$\dot{W}_{\text{turb, R}}$: X.

$\dot{W}_{\text{comp, R}}$: Y.

Tomando θ como a razão do trabalho reverso do sistema turbina a gás (razão entre “Y” e “X”), ou seja, qual porcentagem da potência real desenvolvida pela turbina é utilizada para mover o compressor. Temos essa relação na equação (25).

$$\theta = \frac{Y}{X} \rightarrow X = \frac{Y}{\theta} \quad (25)$$

Substituindo os termos do lado direito da igualdade na equação (24) por Y e X, teremos a equação (26).

$$\left(\frac{Y}{\theta} \frac{1}{\eta_s} - Y\eta_s\right) \Rightarrow Y \left(\frac{1}{\theta\eta_s} - \eta_s\right) \quad (26)$$

Substituindo B e C no lado direito da igualdade da equação (22) e combinando com as equações (24) e (26) temos o valor de Y na equação (27).

$$Y = \frac{(B - C)}{\left(\frac{1}{\theta\eta_s} - \eta_s\right)} \quad (27)$$

Agora usando a relação de θ , isolando o Y e fazendo os mesmos cálculos das equações (26) e (27) teremos o valor de X na equação (28).

$$X = \frac{(B - C)}{\left(\frac{1}{\eta_s} - \theta\eta_s\right)} \quad (28)$$

Subtraindo as equações (28) e (27), rearranjando e isolando (B-C), temos a equação (29).

$$(X - Y) = (B - C) \left(\frac{\eta_s(1 - \theta)}{(1 - \theta\eta_s^2)}\right) \quad (29)$$

Substituindo B, C, X e Y pelos valores das equações (22) e (23) e rearranjando os termos, teremos:

$$\dot{W}_{l\acute{i}q, I} = \dot{W}_{l\acute{i}q, R} \left(\frac{(1 - \theta\eta_s^2)}{\eta_s(1 - \theta)}\right) \quad (30)$$

A equação (30) relaciona a potência líquida real e a ideal através de um fator multiplicador, que utiliza a eficiência isentrópica e a razão de trabalho reverso do sistema turbina a gás.

Isso será importante para descobrir o valor do PCI do combustível e validar os testes na turbina a gás. Pois, isolando os termos da equação (21), teremos que o valor da potência líquida ideal é igual a diferença entre as potências caloríficas das fontes quente e fria do sistema turbina a gás. O valor da potência líquida ideal é dado pelo valor da potência líquida lida no eixo da turbina (potência líquida) substituído na equação (30).

O valor de \dot{Q}_L pode ser calculado considerando-se a condição de ar-padrão frio, e conhecendo as temperaturas na entrada e na saída da turbina a gás. Numerando a entrada com 1 e a saída com 4, \dot{Q}_L teremos a equação (31):

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p, ar} (T_4 - T_1) \quad (31)$$

Onde:

\dot{m}_{ar} : fluxo mássico de ar [kg/s].

$C_{p, ar}$: calor específico do ar à pressão constante [J/kg.K].

O valor do fluxo mássico pode ser obtido multiplicando a vazão volumétrica da mistura ar-combustível pela densidade (ρ) do ar.

Por último, \dot{Q}_H pode ser determinado pela multiplicação do poder calorífico inferior do combustível (PCI) [J/m³], pelo fluxo volumétrico do mesmo (Q_{comb}) [m³/s]. Como segue na equação (32).

$$\dot{Q}_H = Q_{Comb} \cdot PCI \quad (32)$$

Portanto juntando todos os fatores da equação (21), tem-se a equação (33) já em função de PCI.

$$PCI = \frac{\dot{W}_{líq, R} \left(\frac{(1 - \theta \eta_s^2)}{\eta_s (1 - \theta)} \right) \left(\frac{1}{\varepsilon} \right) + (Q_{ar} + Q_{comb}) \rho_{ar} \cdot C_{p, ar} (T_4 - T_1)}{Q_{comb}} \quad (33)$$

Sendo que ε é o conjunto de perdas associadas ao sistema de medição, como eficiência de transmissão e eficiência de conversão da potência mecânica em potência elétrica.

Passando o fator multiplicador do lado direito da equação (30) dividindo o lado esquerdo da igualdade, temos a equação (34).

$$\dot{W}_{\text{líquid, R}} = \dot{W}_{\text{líquid, I}} \left(\frac{\eta_s(1 - \theta)}{(1 - \theta\eta_s^2)} \right) \quad (34)$$

A partir dessa equação foi gerado o Gráfico 1, que simula os valores da potência líquida real a partir de um valor determinado da potência líquida ideal para diferentes valores de razão de trabalho reverso e eficiência isentrópica. Para isso, o valor da potência líquida ideal foi fixado como sendo 1, o que representa 100%. Os valores da potência líquida real (R) encontram-se no eixo das ordenadas e tem os valores dados em porcentagem representando a parcela da potência líquida ideal que seria aproveitada como potência líquida real.

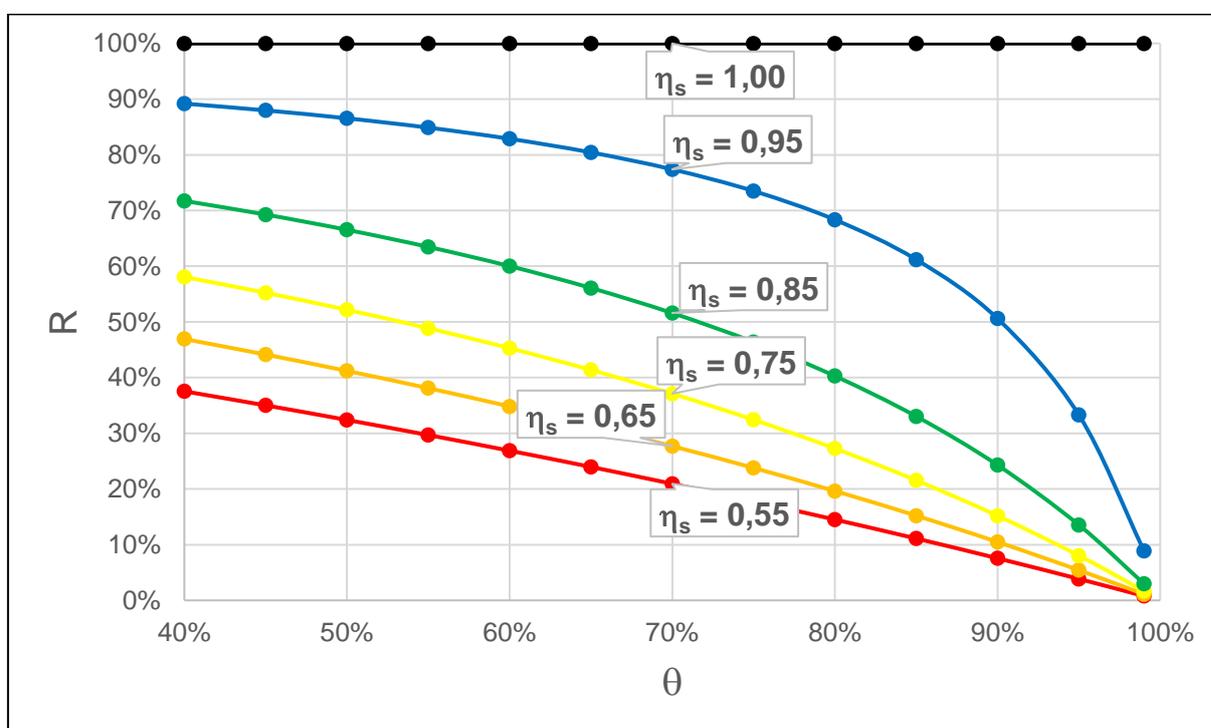


Gráfico 1 – Simulação do comportamento da potência líquida real de acordo com a razão de trabalho reverso e a eficiência isentrópica
 Fonte: Autoria própria

Os valores da razão de trabalho reverso (θ) encontram-se no eixo das abscissas variando de 40% até 99%. Cada curva representa uma eficiência isentrópica variando de 0,55 até 1,00.

É possível fazer algumas considerações sobre esse gráfico, que poderiam validar o modelo matemático proposto pela confirmação de alguns comportamentos que talvez fossem esperados. Por exemplo, para uma razão de trabalho reverso baixa, a potência líquida real varia bastante de acordo com o valor da eficiência isentrópica. Quando a razão de trabalho reverso é alta, a potência líquida real fica sempre muito próxima de zero independentemente do valor de η_s . E para um η_s igual a um, a potência líquida real será sempre 100% da potência líquida ideal.

4.2 CONTROLE DA VAZÃO DE COMBUSTÍVEL

Na tentativa de controlar a vazão de combustível a partir da vazão de ar fluindo para dentro do sistema, tentou-se projetar aparatos que simulassem o funcionamento de um anemômetro. Esse é utilizado para medir a velocidade e a vazão de escoamentos. É normalmente constituído de conchas ou hélices conectadas a um eixo que gira à medida que um fluido escoar através daquelas, gerando um sinal que é convertido em um valor de velocidade ou vazão.

Primeiramente, foi construído um mecanismo dotado de quatro conchas inserido em um tubo PVC de 70mm de diâmetro. Para converter a rotação em um sinal, foi utilizado um conjunto com bobina e ímã de uma ventoinha de computador. A rotação do ímã em torno da bobina gera uma diferença de potencial elétrico. Logo, seria possível correlacionar a velocidade do escoamento em um tubo com a diferença de potencial gerada.

Porém, os testes feitos neste primeiro dispositivo não foram satisfatórios, pois não foi possível estabelecer uma correlação confiável entre a velocidade e a tensão.

Foi construído um outro dispositivo. Desta vez, a ventoinha de computador foi encaixada dentro do tubo de PVC. O escoamento perpendicular às hélices da ventoinha provocava a rotação do eixo desta. Essa rotação gerava uma diferença de potencial. Contudo, também não foi possível obter uma correlação confiável.

Portanto, a ideia de fazer o controle automatizado da vazão de combustível foi abandonada.

A Figura 12 mostra os dois dispositivos construídos.



Figura 12 – Dispositivos construídos na tentativa de controlar a vazão de combustível
Fonte: Autoria própria

4.3 MEDIÇÃO DA POTÊNCIA

A montagem de alguns dispositivos que seriam utilizados para medir a potência foi feita sobre uma pequena viga “U” fixada na estrutura em que está montada a microturbina. Nesta viga, foram fixados o alternador e uma barra onde foi montado um mancal para escorar um eixo acoplado à turbina. Neste eixo foi fixada uma polia que está ligado ao alternador através de uma correia. A Figura 13 mostra o esquema mencionado.



Figura 13 – Dispositivos para medição da potência montados na bancada
Fonte: Autoria própria

4.4 TESTES

Os primeiros testes feitos na microturbina a gás foram para verificar seu funcionamento. Dessa forma, os instrumentos para medir potência foram retirados.

O soprador é utilizado para alimentar a combustão antes que o sistema seja autossustentável. A partir desse momento, diz-se que a microturbina entrou em regime e o soprador não se faz mais necessário. Várias tentativas de atingir o regime foram feitas, porém nenhuma obteve êxito.

Os instrumentos para medição da potência foram novamente conectados à microturbina. Tentou-se novamente realizar os testes. Entretanto, não foi possível nem ao menos movimentar o rotor da microturbina.

Essa dificuldade de colocar o sistema em funcionamento em ambas situações talvez se deva à reduzida capacidade do soprador de incrementar a vazão. Este tem uma vazão máxima de aproximadamente 50 l/s. Na Figura 14 é apresentado uma carta típica de funcionamento de um compressor que compõe um turbocompressor. Não é o modelo usado na bancada, pois essa não foi possível encontrar.

No eixo das abscissas encontra-se a vazão de ar em lb/min. É possível ver que esse compressor tem ponto de operação começando em 10 lb/min. Considerando o ar como um gás ideal, e que sua densidade seja constante na admissão do

compressor esse valor pode ser convertido para algo em torno de 63 l/s, ou seja, acima do valor máximo da capacidade do soprador.

É bom salientar que a Figura 14 não representa o comportamento do turbocompressor utilizado. Contudo, esse é um turbocompressor grande, e turbocompressores maiores têm vazões de ar maiores. Portanto, é possível que o ponto de operação do compressor utilizado seja conseguido com uma vazão ainda maior.

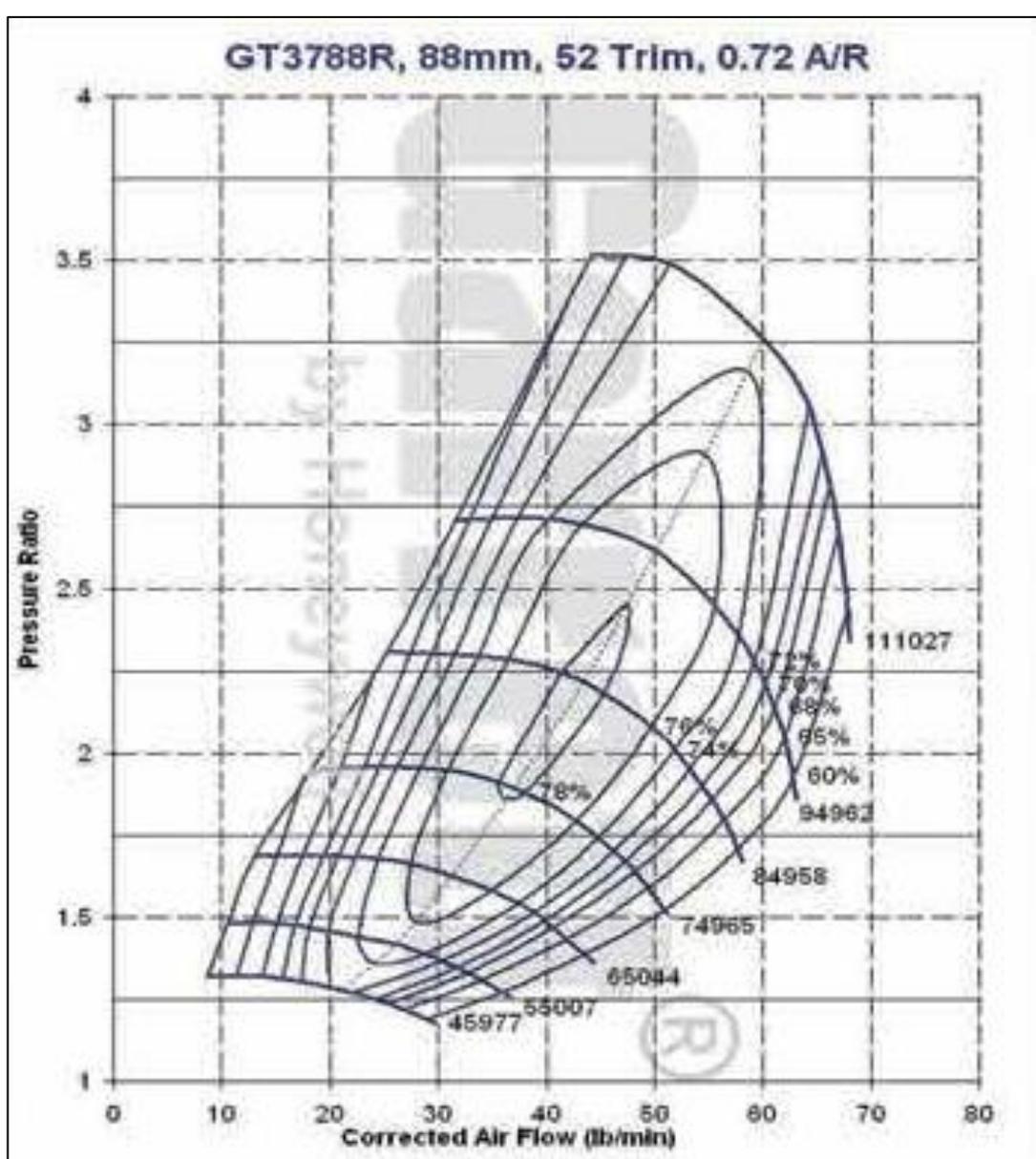


Figura 14 – Carta do compressor
Fonte: Garret (p. 57)

No caso em que os dispositivos para medir potência estão acoplados, essa dificuldade agrava-se, pois existe uma carga inercial a vencer.

Além disso, o turbocompressor que originalmente fazia parte da bancada já estava desbalanceado e deteriorado devido aos testes feitos quando da construção da mesma. Sendo assim, foi necessário encontrar outro turbocompressor.

Um turbocompressor já usado foi doado por uma empresa da região. Entretanto, como já é um turbocompressor usado, também tem alguns problemas, como por exemplo, o fato das pás da turbina entrar em contato com a carcaça em um ponto específico.

5 CONCLUSÃO

Avaliando os objetivos propostos deste trabalho é possível ver que parte da instrumentação e da análise do funcionamento da microturbina a gás foram feitos. Porém, não foi possível estabelecer o funcionamento em regime e medir a potência da mesma.

Todavia, como foi mostrado, a capacidade do soprador disponível é muito baixa para fazer a pré-alimentação da turbina, ainda mais quando o conjunto de medição da potência está acoplado ao eixo da turbina.

Neste caso, para tentar atingir o regime de funcionamento, a opção seria aumentar a temperatura dos gases provenientes da combustão. Deste modo, a turbina poderia desenvolver uma potência maior, gerando maior rotação e conseqüentemente maior vazão de ar no compressor. Contudo, um aumento de temperatura indiscriminado poderia causar a deterioração da turbina. Situação essa que pode ter acontecido com o turbocompressor que antes encontrava-se na bancada.

Além disso, o turbocompressor que agora equipa a bancada é também usado e com problemas já citados anteriormente.

Em adição a tudo isso, é importante ressaltar que um turbocompressor tem como finalidade comprimir o ar que será injetado em um motor de combustão interna, e não gerar potência líquida no eixo da turbina. Logo, este pode ser dimensionado de forma que quase toda quantidade de potência gerada na turbina seja usada para mover o compressor. Ou seja, pode ter razão de trabalho reverso muito próximo de 100%. Os fabricantes de turbocompressor, ao que parece, não disponibilizam essa informação.

Portanto, melhorias podem ser feitas para consecução dos objetivos antes propostos. Como ter um soprador mais potente ou um dispositivo à montante da turbina para regular a pressão da mesma e aumentar a relação de pressão, não dependendo, assim, de um aumento de temperatura para atingir o regime de operação. Poderia também, adaptar uma segunda turbina dedicada a gerar potência, considerando a hipótese de que a razão de trabalho reverso do turbocompressor seja próximo de 100%.

Além disso, trabalhos futuros podem ser sugeridos. A metodologia proposta neste trabalho, na qual tenta-se medir uma potência líquida no eixo da turbina,

demostrou ser de grande dificuldade de execução. Dessa forma, pode-se fazer uma análise mais usual, medindo valores de pressão e temperatura nos diferentes estágios do sistema e a partir desses dados quantificar as diversas energias e eficiências do mesmo.

Também, usando a possibilidade já mencionada de utilizar um dispositivo para aumentar a pressão à montante da turbina. Utilizando o mesmo para regular essa pressão e, com isso, conseguindo atingir o regime de operação, pode-se estudar a influência da razão de pressão da turbina na consecução do estabelecimento do regime de operação e no ciclo como um todo.

REFERÊNCIAS

FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à mecânica dos fluídos**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 798 p. (p. 35-103).

GARRETT. **Turbocharger Guide**. Volume 5. Disponível em : <https://turbobygarrett.com/turbobygarrett/sites/default/files/catalog/Garrett_Catalog_V5.pdf>. Acesso em 06 set 2016.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N. **Princípios de termodinâmica para engenharia**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2009. 800 p. (p. 28-399)

PETROBRAS. **Gás Liquefeito de Petróleo: Informações técnicas**. Disponível em: <<http://sites.petrobras.com.br/minisite/assistenciatecnica/public/downloads/manual-tecnico-gas-liquefeito-petrobras-assistencia-tecnica-petrobras.pdf>>. Acesso em 18 set 2015.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica clássica**; tradução da quarta edição americana. São Paulo: Editora Blücher, 1995. 585 p. (p. 244-585).