

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE UMA
CÂMARA DE COMBUSTÃO DLN – *DRY LOW NO_x* COM
TECNOLOGIA LPP – *LEAN PREMIXED PREVAPORIZED***

MARCELO COSTA FERREIRA

ORIENTADOR: CARLOS ALBERTO GURGEL VERAS

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM CIÊNCIAS MECÂNICAS

PUBLICAÇÃO: ENM.DM – 121 A/07

BRASÍLIA/DF: DEZEMBRO – 2007

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

**DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE UMA CÂMARA
DE COMBUSTÃO DLN – *DRY LOW NOX* COM TECNOLOGIA LPP –
*LEAN PREMIXED PREVAPORIZED***

MARCELO COSTA FERREIRA

**DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA
DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS
REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE
MESTRE EM CIÊNCIAS MECÂNICAS**

APROVADA POR:

Prof. Carlos Alberto Gurgel Veras, Dr. (ENM-UnB)
(Orientador)

Prof. Armando de Azevedo Caldeira Pires, Dr. (ENM-UnB)
(Examinador Interno)

Prof. Guenther Carlos Krieger Filho, Dr. (PME-USP)
(Examinador Externo)

DATA: BRASÍLIA-DF, 20 DE DEZEMBRO DE 2007.

FICHA CATALOGRÁFICA

FERREIRA, MARCELO COSTA

Desenvolvimento e Caracterização de uma Câmara de Combustão DLN – *Dry Low Nox* com Tecnologia LPP – *Lean Premixed Prevaporized* [Distrito Federal] 2007.

210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Ciências Mecânicas,2007).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Introdução

2.Estado da Arte

3.Projeto do Combustor DLN-LPP

4.Bancada Experimental e Instrumentação

5.Procedimentos e Resultados Experimentais

6.Conclusão e Perspectivas

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

FERREIRA, MARCELO COSTA (2007). Desenvolvimento e Caracterização de uma Câmara de Combustão DLN – *Dry Low Nox* com Tecnologia LPP – *Lean Premixed Prevaporized*. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM-121A/07, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: Marcelo Costa Ferreira.

TÍTULO: Desenvolvimento e Caracterização de uma Câmara de Combustão DLN – *Dry Low Nox* com Tecnologia LPP – *Lean Premixed Prevaporized*.

GRAU: Mestre

ANO: 2007

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

Marcelo Costa Ferreira
Quadra Q.S.A 15, casa 20 - Taguatinga
72.015-150 Brasília – DF – Brasil

RESUMO

DESENVOLVIMENTO E CARACTERIZAÇÃO DE UMA CÂMARA DE COMBUSTÃO DLN – *DRY LOW NOX* COM TECNOLOGIA LPP – *LEAN PREMIXED PREVAPORIZED*.

O atual estágio de desenvolvimento econômico brasileiro mostra-se favorável ao emprego, em maior escala, da tecnologia de geração distribuída. Isto se deve, em parte, ao aumento da demanda de energia elétrica, maior disponibilidade de gás natural, tarifas diferenciadas para os horários de ponta, entre outros atrativos. Uma alternativa para geração elétrica, em franco desenvolvimento, são as microturbinas que operam na faixa de 25 a 1000 kW. O presente trabalho consistiu no desenvolvimento e caracterização de uma câmara de combustão de microturbinas a gás do tipo DLN – *Dry Low NOx* com tecnologia LPP – *Lean Premixed Prevaporized*. Os principais objetivos foram: projetar e caracterizar queimadores individuais que operem no modo ultra-pobre, com chama estabilizada por gerador de vórtices (*swirler*); dimensionar o tubo de chama do combustor de forma a operar no modo pré-misturado; projetar o queimador piloto para transição do modo de queima pobre para pré-misturado e auxiliar a estabilidade operacional da câmara nos diversos regimes de carga; instrumentar adequadamente a bancada de microturbina para a caracterização dos queimadores e do envelope operacional da unidade em diferentes níveis de “carga”; caracterizar o conjunto de queimadores pobre, queimador piloto de pré-mistura e, por último, avaliar a transição entre modos de operação (ultra pobre e pré-misturado). Após a identificação do envelope de estabilidade operacional do combustor, variaram-se alguns parâmetros do processo na busca da minimização dos índices de emissões de NO_x e CO. Em regime estável, nos melhores casos, obteve-se menos de 23 ppm de NO_x , corrigido para 15% de O_2 e menos de 67 ppm de CO, também corrigido para 15% de O_2 .

ABSTRACT

DEVELOPMENT AND CHARACTERIZATION OF A DLN – DRY LOW NO_x COMBUSTION CHAMBER BASED ON LPP – LEAN PREMIXED PREVAPORIZED TECHNOLOGY.

The actual economic development stage Brazilian is favorable to the employment, on a larger scale, of the distributed generation technology. This is due, in part, to the increase in electricity demand, greater availability of natural gas, differentiated rates for the pick load times, among others. An alternative for electricity generation, in continuous growth, are the microturbines which covers de power range from 25 to 1000 kW. The present work consisted on the development and characterization of a combustion chamber of microturbine gas generator of the type DLN (Dry Low NO_x) based on LPP (Lean Premixed Prevaporized) technology. The main objectives were: to design and to characterize individual burners to operate in lean mode with the flame stabilized by means of a swirler device; to design the fire tube to operate in premixed combustion mode; to design the pilot burner for the transition between operating modes as well as to help stabilize the flame at several load regimes; to set an appropriate instrumentation for the apparatus as to facilitate burners and unit operational range characterization, to investigate the performance of the lean, pilot and premixed burners, and, lastly, to evaluate the stability of the system when changing the regime of operation (lean-lean to premixed). After identification of the stable operational range of the gas turbine combustor some process parameters were varied in searching for low emissions of NO_x and CO. In stable regimes, for the best cases, it was obtained less than 23 ppm of NO_x, corrected to 15% O₂ and less than 67 ppm of CO, also corrected to 15% O₂.

SUMÁRIO

1 –	INTRODUÇÃO	1
1.1 –	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	1
1.2 –	GERAÇÃO DISTRIBUÍDA	2
1.3 –	EMISSÕES	4
	<i>Qualidade do Ar e Poluição Atmosférica</i>	<i>4</i>
	<i>Legislação</i>	<i>7</i>
1.4 –	MICROTURBINAS	8
1.5 –	JUSTIFICATIVA, OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	10
2 –	ESTADO DA ARTE.....	12
2.1 –	MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE POLUENTES	12
	<i>Óxidos de Nitrogênio.....</i>	<i>12</i>
	<i>Monóxido de Carbono.....</i>	<i>16</i>
2.2 –	MICROTURBINAS.....	16
	<i>Operação com Eixo Simples.....</i>	<i>16</i>
	<i>Operação com Eixo Duplo</i>	<i>18</i>
2.3 –	CÂMARAS DE COMBUSTÃO.....	20
	<i>Modelos Gerais das Câmaras de Combustão.....</i>	<i>20</i>
2.4 –	TÉCNICAS PARA A REDUÇÃO DE EMISSÕES	23
2.5 –	COMBUSTORES DE MICROTURBINAS	26
3 –	PROJETO DO COMBUSTOR DLN-LPP.....	28
3.1 –	INTRODUÇÃO	28
3.2 –	PROCEDIMENTO NO DESENVOLVIMENTO DO COMBUSTOR.....	31
3.3 –	CICLO TERMODINÂMICO	31
3.4 –	PROJETO DO QUEIMADOR PRIMÁRIO	40
	<i>Seleção de Swirler e Injetores de Combustível</i>	<i>43</i>
	<i>Queimadores radiais.....</i>	<i>46</i>
	<i>Caracterização Experimental dos Queimadores Radiais.....</i>	<i>48</i>
3.5 –	PROJETO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DLN-LPP.	51
4 –	BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO	55
4.1 –	BANCADA EXPERIMENTAL	55

<i>Turbocompressor</i>	55
<i>Combustor DLN-LPP</i>	56
<i>Sistema de Lubrificação e Arrefecimento</i>	57
<i>Sistema de Injeção de Combustível</i>	58
<i>Controle do Ar de Combustão e By-Pass</i>	59
<i>Sistema de Ignição</i>	60
4.2 – INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS	61
<i>Medição de Temperatura</i>	61
<i>Medição de Pressão</i>	61
<i>Medição de Vazão</i>	62
<i>Medição de Rotação</i>	65
<i>Analizador de Gases</i>	65
<i>Sistema de Aquisição de Dados</i>	66
5 – PROCEDIMENTOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS	69
5.1 – INTRODUÇÃO	69
5.2 – PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	69
5.3 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS	72
6 – CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS	84
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	86
ANEXO 1	89
<i>Propriedades do Gás Liquefeito de Petróleo – GLP</i>	89
ANEXO 2	90
<i>Rotina de dimensionamento da câmara de combustão</i>	90
ANEXO 3	93
<i>Experimento de Caracterização dos Combustores – Variação do Swirler</i>	93
<i>Experimento de Caracterização dos Combustores – Variação do Injetor</i>	94
ANEXO 4	95
<i>Mapa do Compressor</i>	95
ANEXO 5	96
<i>Medidores de Vazão – Placa de Orifício</i>	96
<i>Medidores de Vazão – Bocal</i>	98
<i>Medidores de Vazão – Turbina</i>	98
ANEXO 6	99

<i>Especificações do Analisador de Gases</i>	99
ANEXO 7	100
<i>Desenhos Técnicos</i>	100

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Custos de Tecnologias de Geração Distribuída Disponíveis (COGEN-SP).4	4
Figura 1.2 – Percentual de geração distribuída no contexto internacional (adaptado de Cruz, 2006).4	4
Figura 1.3 – Classificação dos principais poluentes do ar.5	5
Figura 1.4 – Grau de risco a saúde dos principais poluentes do ar.....6	6
Figura 2.1 – Mecanismos de formação do NO (adaptado de El-Mahallawy e Habik, 2002).15	15
Figura 2.2 – Operação de uma microturbina com um único eixo.16	16
Figura 2.3 – Ciclo simples de turbinas a gás (adaptado de Van Wylen <i>et al.</i> ,1997)17	17
Figura 2.4 – Ciclo regenerativo de turbinas a gás (adaptado de Wylen et al.,1997)18	18
Figura 2.5 – Operação de uma microturbina com dois eixos.....18	18
Figura 2.6 – Principais componentes de um combustor tradicional (adaptado de Lefebvre, 1998).22	22
Figura 2.7 Emissões de CO e NOx em função da temperatura (adaptado de Lefebvre, 1998).23	23
Figura 2.8 – Gráfico de emissões de poluente de alguns sistemas de combustão (adaptado de Passão, 2002-2003).27	27
Figura 3.1 – Desenho esquemático da câmara DLN utilizada por Cruz (2006) e Merícia (2006).28	28
Figura 3.2 – Esquema da câmara de combustão (adaptado de Davis e Black, 1994).....29	29
Figura 3.3 – Modos de Operação (adaptado de Davis e Black, 1994).30	30
Figura 3.4 – Ciclo Brayton Teórico.32	32
Figura 3.5 – Eficiência teórica do ciclo de Brayton.33	33
Figura 3.6 – Ciclo real de uma de turbina a gás.34	34
Figura 3.7 – Diagrama de blocos do ciclo termodinâmico da bancada de microturbina.....35	35
Figura 3.8 – Temperatura da chama adiabática do GLP.....37	37
Figura 3.9 – Diagrama esquemático do principal processo para a formação da zona central de recirculação presente em escoamentos rotacionais (adaptado de Syred, 2006).41	41
Figura 3.10 – Pás direcionais usadas para promover a rotação do escoamento (adaptado de El- Mahallawy e Habik, 2002).42	42
Figura 3.11 – Mapa do compressor da unidade de microturbina (Honeywell).44	44

Figura 3.12 – Gráfico do ângulo das pás em função do número de <i>Swirl</i>	45
Figura 3.13 – <i>Swirlers</i> de 45°, e 60°, respectivamente.....	45
Figura 3.14 – Injetor de 30° montado em um <i>swirler</i> de 60°.	46
Figura 3.15 – Janela do código <i>CHEMKIN</i> utilizada no dimensionamento do queimadores radiais.	47
Figura 3.16 – Bancada para testes dos queimadores.	48
Figura 3.17 – Medição de vazão na linha de GLP.....	49
Figura 3.18 – Formas de ancoragem de chama com o uso de <i>swirlers</i>	50
Figura 3.19 – Câmara de combustão DLN-LPP do LEA-UnB.	52
Figura 3.20 – Vista em corte da parte móvel do combustor DLN-LPP.....	52
Figura 3.21 – Vista em corte da parte fixa do combustor DLN-LPP.	53
Figura 4.1 – Vista em corte de um turbocompressor.....	55
Figura 4.2 – Modo de operação primário (0 a 20% de carga).....	56
Figura 4.3 – Modo de operação <i>lean-lean</i> (20 a 50% de carga).....	56
Figura 4.4 – Transição para o modo de pré-mistura.	57
Figura 4.5 – Modo de operação pré-mistura (50 a 100% de carga).	57
Figura 4.6 – Diagrama do sistema de lubrificação.	58
Figura 4.7 – Esquema ilustrativo da válvula solenóide (Merícia, 2006).	59
Figura 4.8 – Diagrama do sistema de injeção de combustível.	59
Figura 4.9 – Controle de vazão na linha de ar de combustão.....	60
Figura 4.10 – Placa de Orifício com tomada de pressão do tipo “ <i>Corner Taps</i> ”	62
Figura 4.11 – Instalação típica de bocais medidores (adaptado de Fox e McDonald, 2001).	63
Figura 4.12 – Bocal medidor de vazão	63
Figura 4.13 – Vista em corte de um medidor do tipo turbina.	64
Figura 4.14 – Posicionamento do sensor de rotação.....	65
Figura 4.15 – Analisador de gases.	66
Figura 4.16 – Linha de coleta dos gases de escape.....	66
Figura 4.17 – Sistema de aquisição de dados.	67
Figura 4.18 – Placas de processamento de sinal.....	67
Figura 4.19 – Programa de aquisição de dados.	68
Figura 5.1 – Operação do combustor DLN-LPP no regime de pré-mistura na posição de máximo comprimento.	70

Figura 5.2 – Posicionamento da válvula de controle de vazão de ar de combustão.....	71
Figura 5.3 – Operação do combustor DLN-LPP no regime de pré-mistura na posição de mínimo comprimento.....	71
Figura 5.4 – Operação do combustor DLN-LPP no regime.....	72
Figura 5.5 – Regiões de operação do combustor DLN-LPP no mapa do compressor.	73
Figura 5.6 – Cadeia de reatores utilizada na no código CHEMKIN 4.0.....	83
Figura ANEXO 3.1 – Injetor de 90°, Swirlers de 45° e 60° Vazão de Ar = 6 g/s.....	93
Figura ANEXO 3.2 – Injetor de 90°, Swirlers de 45° e 60° Vazão de Ar = 12 g/s.....	93
Figura ANEXO 3.3 – Injetor de 90°, Swirlers de 45° e 60° Vazão de Ar = 18 g/s.....	93
Figura ANEXO 3.4 – Swirler de 60° – Injetores de 30°, 60° e 90° Vazão de Ar = 6 g/s.....	94
Figura ANEXO 3.5 – Swirler de 60° – Injetores de 30°, 60° e 90° Vazão de Ar = 12 g/s...	94
Figura ANEXO 3.6 – Swirler de 60° – Injetores de 30°, 60° e 90° Vazão de Ar = 18 g/s...	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Tecnologias utilizadas em Geração Distribuída (Cruz, 2006).	3
Tabela 1.2 – Principais poluentes atmosféricos (Merícia, 2006).	7
Tabela 1.3 – Padrões Nacionais de Qualidade do Ar (Resolução CONAMA N°003 de 28 de Junho de 1990).....	9
Tabela 2.1 – Configuração de microturbina (Arthur, 2000)	19
Tabela 2.2 – Configuração atual de Microturbina por fabricante (Arthur, 2000, Nascimento & Lora, 2003)	20
Tabela 3.1 – Resultados de emissões de poluentes (Cruz e, 2006).	28
Tabela 3.2 – Vazões de Ar e Combustível para diversos modos de operação.....	39
Tabela 3.3 – Influência da razão de equivalência e do tempo de residência na formação de poluentes.....	51
Tabela 3.4 – Constantes para o cálculo da velocidade de referência, (Turns, 1996).....	54
Tabela 5.1 – Resultados obtidos para o combustor com máximo comprimento.....	74
Tabela 5.2 – Vazões de ar e combustível no modo pré-mistura com máximo comprimento.	75
Tabela 5.3 – Razão de equivalência para o modo pré-mistura com máximo comprimento.	75
Tabela 5.4 – Características do modo pré-mistura com máximo comprimento.....	76
Tabela 5.5 – Emissões no modo pré-mistura para o combustor com máximo comprimento.	77
Tabela 5.6 – Características do modo pré-mistura com comprimento reduzido.....	78
Tabela 5.7 – Vazões de ar e combustível no modo pré-mistura com comprimento reduzido.	78
Tabela 5.8 – Características operacionais o modo pré-mistura com comprimento reduzido.	79
Tabela 5.9 – Razão de equivalência para o modo pré-mistura com comprimento reduzido.	80
Tabela 5.10 – Emissões no modo pré-mistura para o combustor com comprimento reduzido.....	80
Tabela 5.11 – Características do modo <i>lean-lean</i>	81
Tabela 5.12 – Vazões de ar e combustível no modo <i>lean-lean</i>	81

Tabela 5.13 – Características operacionais o modo <i>lean-lean</i>	82
Tabela 5.14 – Razão de equivalência para o modo <i>lean-lean</i>	82
Tabela 5.15 – Emissões no modo <i>lean-lean</i>	82
Tabela ANEXO 1.1 – Poder Calorífico do GLP (Ferreira, 1997).	89
Tabela ANEXO 1.2 – Composição típica do GLP (Ferreira, 1997).	89
Tabela ANEXO 6.1 – Especificações do analisador de gases Eurotron Greenline 8000	99

LISTA DE SÍMBOLOS

Principais compostos químicos

O_2 – Oxigênio;

CO – Monóxido de Carbono;

CO_2 – Dióxido de Carbono;

NO_x – Óxidos de Nitrogênio;

SO_x – Óxidos de Enxofre;

Símbolos Latinos

B_M – Constante utilizada para cálculo da velocidade de propagação de chama laminar;

Cd – coeficiente de correção da vazão;

C_p – Calor específico a pressão constante;

d_2 – Diâmetro do bocal no ponto 2;

G_t – Quantidade de momento angular;

G_x – Quantidade de momentum linear;

h_{10} – Entalpia do fluido no ponto 10;

k – Razão de calores específicos do gás;

$\dot{m}_{ar,2}$ – Fluxo mássico no ponto 2;

P – Pressão estática;

P_1 – Pressão estática do fluido no ponto 1;

P_{atm} – Pressão atmosférica;

Q_{bocal} – Vazão de ar no bocal;

$Q_{By-Pass}$ – Fluxo de ar de *By-Pass*;

Q_c – Cedido pelo sistema;

Q_{comb} – Fluxo ar destinado aos queimadores;

Q_f – Fornecido ao sistema;

Q_{total} – Fluxo de ar total da microturbina;

R – Constante universal dos gases;

R – Raio da extremidade de saída do fluxo;

S – Número de *Swirl*;

S_L – Velocidade de propagação de chama laminar;

T_1 – Temperatura do fluxo no ponto 1;

U_t – Componente de velocidade tangencial;

U_x – Componente de velocidade axial;

V_1 – Fluxo mássico definido pela válvula 1;

V_1 – Velocidade do fluido no ponto 1;

W_{ciclo} – Trabalho líquido do ciclo;

W_{comp} – Trabalho demandado pelo compressor;

W_{turb} – Trabalho fornecido pela turbina;

Símbolos Gregos

ρ_{ar} – Massa específica do ar;

η – Eficiência teórica do ciclo Brayton;

η_{comp} – Eficiência do compressor;

η_{turb} – Eficiência da turbina;

θ – Ângulo de *swirl*;

Φ_M – Constante utilizada para cálculo da velocidade de propagação de chama laminar;

1 – INTRODUÇÃO

1.1 – EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Energia é o principal insumo requerido para a execução de grande parte das atividades numa sociedade dita moderna. Dentre as diversas formas, em particular, as que mais interessam são aquelas que após processadas simplificam o uso pelos consumidores. De dispositivos simples aos mais complexos, a energia é transformada por diversos métodos, porém parte dela sempre é perdida para o meio ambiente durante o processo. Isto pode ser observado numa simples lâmpada cujo objetivo primário é transformar corrente elétrica em luz. Contudo, parte da energia é transformada em calor, diminuindo a eficiência do sistema, naquilo que é primariamente requerido, iluminação. Do mesmo modo, pode-se avaliar a eficiência de um automóvel dividindo-se o trabalho realizado pelo veículo pela quantidade de energia que foi requerida – produto da massa de gasolina consumida pelo poder calorífico da mesma.

Outras formas de desperdício derivam do uso inadequado de aparatos e sistemas e pela baixa eficiência destes. Esses efeitos se multiplicam à medida que a energia flui por diversos setores da economia. Uma lâmpada incandescente comum tem uma eficiência de 8%, enquanto a fluorescente compacta, que produz a mesma iluminação, é da ordem de 32%. Como o custo desta é de 10 a 20 vezes o da comum, a decisão de qual comprar dependerá dos fatores econômicos que consideram a vida útil de cada uma e da economia proporcionada na conta de luz. Os cálculos para se tomar essa decisão não são triviais e exigem o domínio de ferramentas de matemática financeira desconhecidas pela maioria dos consumidores. A seleção de equipamentos e sistemas mais complexos pode ser mais difícil ainda. Esta é a razão porque muitos consumidores usam inadequadamente conversores de energia.

Usar a energia de forma eficiente é uma maneira de conservar o planeta e não implica perda da qualidade de vida ou comprometimento da produtividade e do desenvolvimento do país. O Instituto Nacional de Eficiência Energética – INEE – entende que um dos principais caminhos para aumentar a eficiência energética no País passa pela redução da distância entre a geração e o consumo da energia elétrica, isto é, o desenvolvimento de

Geração Distribuída – GD.

1.2 – GERAÇÃO DISTRIBUÍDA

O sistema elétrico tradicional se baseia em grandes unidades de geração, longas linhas de transmissão e numa complexa malha de distribuição para levar energia ao consumidor final. A Geração Distribuída apresenta-se como um contraponto a esse modelo. Nela, a energia é produzida em unidades modulares e de pequeno porte, no próprio local de consumo ou nas proximidades, minimizando o uso da infra-estrutura de transmissão e de distribuição de eletricidade e os problemas de expansão em regiões ambientalmente sensíveis ou populosas (COGEN-SP). O conceito depende, entretanto, fortemente da disponibilidade do insumo primário.

O termo Geração Distribuída é usado para designar a geração elétrica realizada junto ou próxima dos consumidores, independente da potência, tecnologia e fonte de energia. A geração elétrica perto do consumidor chegou a ser a regra na primeira metade do século XX, quando a energia industrial era praticamente toda gerada localmente. A partir da década de 40, no entanto, a geração em centrais de grande porte ficou mais barata, reduzindo o interesse dos consumidores pela GD e, como consequência, o desenvolvimento tecnológico para incentivar esse tipo de geração também estagnou (INEE, 2007).

A Geração Distribuída tem vantagem sobre a geração centralizada, pois economiza investimentos em transmissão e reduz as perdas nesses sistemas, melhorando a estabilidade do serviço de fornecimento de energia elétrica. Esse tipo de geração permite utilizar tecnologias eficientes e com menor impacto ambiental, a partir de fontes renováveis de energia. Fato relevante é que uma rede desses geradores é mais estável do que aquela formada por usinas de grande porte, permitindo, ainda, um melhor ajuste da capacidade de geração a taxas variáveis de crescimento da demanda.

O conceito de Geração Distribuída envolve, ainda, equipamentos de medida, de controle e de comando que articulam a operação dos geradores e os eventuais controles de cargas para que estas se adaptem à oferta de energia. As tecnologias de Geração Distribuída têm evoluído para incluir potências cada vez menores. Nesse tipo de tecnologia, podem

ser empregados os mais diversos tipos de acionadores, dentre eles: motores de combustão interna, micro e pequenas turbinas a gás, células de combustível, motores *Stirling*, turbinas eólicas e células fotovoltaicas (Boyce, 2002). A Tabela 1.1 apresenta algumas tecnologias e suas respectivas capacidades típicas.

Tabela 1.1 – Tecnologias utilizadas em Geração Distribuída (Cruz, 2006).

Tecnologia	Tamanho Típico Disponível por Módulo
Não-Renováveis	
Turbina a gás de ciclo combinado	35 – 400 MW
Motores de combustão interna	5 kW– 10 MW
Turbina de combustão	1 – 250 MW
Microturbinas	20 kW – 1 MW
Renováveis	
Hidro pequena	1 – 100 MW
Hidro micro	25 kW – 1 MW
Turbina Eólica	200 W – 3 MW
Sistemas fotovoltaicos	20 W – 100 kW
Térmica solar, receptor central	1 – 10 MW
Térmica solar, sistema Lutz	10 – 80 MW
Biomassa, baseada na gaseificação	100 kW – 20 MW
Motor ciclo Stirling	2 – 10 kW

Fundamentalmente distinta dos modelos tradicionais para geração e transmissão de potência, a geração distribuída apresenta vantagens técnicas e econômicas que apontam para sua expansão ainda na primeira década deste século. A queda no custo das tecnologias verificada nos últimos anos estimula a implementação de projetos desta natureza. Custos típicos desses sistemas já se aproximam da faixa da eletricidade produzida por grandes unidades geradoras ou, até mesmo, abaixo do custo de suprimento ao consumidor final conforme é apresentado na Figura 1.1 (COGEN-SP).

Com a geração distribuída, torna-se possível obter maior eficiência energética. Em 2004, ocorreu um grande avanço quando a geração distribuída foi mencionada na Lei 10.848/04 como uma das possíveis fontes de geração de energia. O detalhamento do Decreto 5.163/04 fornece características que ajudarão as empresas distribuidoras, que até então se opunham a esta forma de geração, a vislumbrarem na geração distribuída uma das formas de mitigar riscos de planejamento. A Figura 1.2 apresenta a utilização relativa de energia distribuída no contexto internacional.

Custo de Tecnologias de Geração Distribuídas Seleccionadas

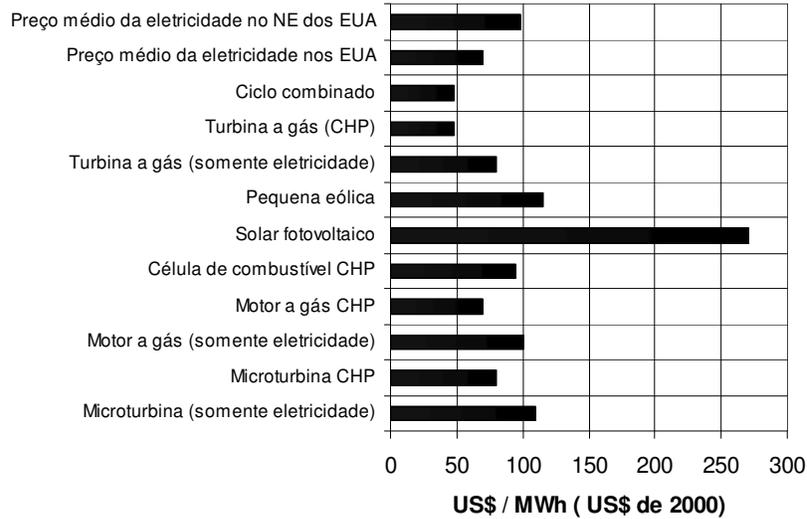


Figura 1.1 – Custos de Tecnologias de Geração Distribuída Disponíveis (COGEN-SP).

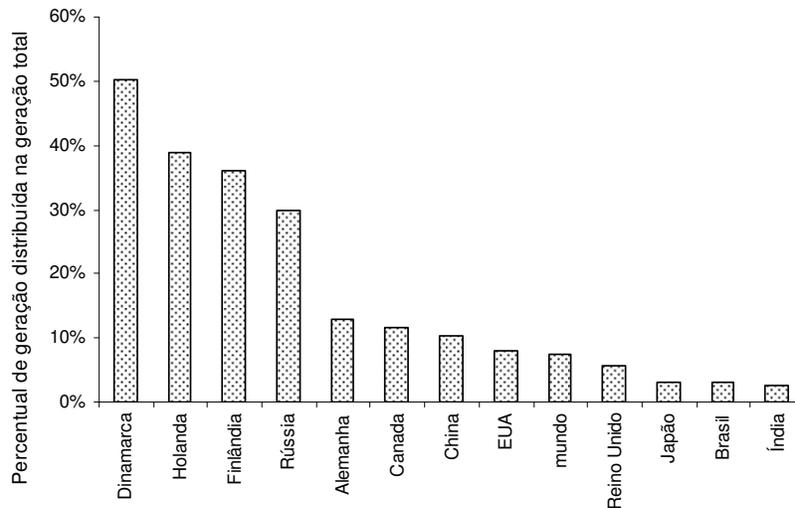


Figura 1.2 – Percentual de geração distribuída no contexto internacional (adaptado de Cruz, 2006).

1.3 – EMISSÕES

Qualidade do Ar e Poluição Atmosférica

A utilização de hidrocarbonetos com combustível em processos de combustão remove O_2 da atmosfera liberando H_2O e CO_2 normalmente acompanhados de inúmeros outros compostos, tais como CH_4 , C_2H_2 , C_2H_6 , C_2H_8 , C_6H_6 , CH_2 , CHO , monóxido de carbono

(CO), óxidos de nitrogênio (NO, NO₂), óxidos de enxofre (SO₂), fuligem, entre outros. Avaliações recentes da atmosfera terrestre vêm mostrando que a queima de combustíveis fósseis tem elevado a concentração de gases que provocam o efeito estufa, evidenciando que o processo de combustão é responsável por alterações globais.

A assinatura da Convenção Quadro das Nações Unidas sobre Mudanças Climáticas (*UM Framework on Climate Change – UNFCC*) por 150 países, em 1992, no Rio de Janeiro – Brasil, alertou que mudança do clima é uma significativa ameaça ao meio ambiente e ao desenvolvimento econômico mundial. As atividades humanas aumentaram substancialmente a concentração dos chamados gases de efeito estufa, perturbando o balanço de energia do planeta. Conforme as projeções baseadas em modelos climáticos e evidências físicas, o aumento da temperatura da Terra é agora uma consequência provável.

O objetivo final da convenção é a estabilização dos gases de efeito estufa na atmosfera em um nível que evite uma interferência antropogênica alarmante no sistema climático global, num espaço temporal suficiente para permitir a adaptação natural dos ecossistemas às mudanças climáticas.

Os poluentes são classificados como primários e secundários. Poluentes primários são aqueles que são lançados diretamente na atmosfera, já os secundários são aqueles que se formam através de reações com outros gases ali presentes, como é o caso do ozônio. A Figura 1.3 apresenta a classificação dos principais poluentes e a Figura 1.4 o grau de risco a saúde.

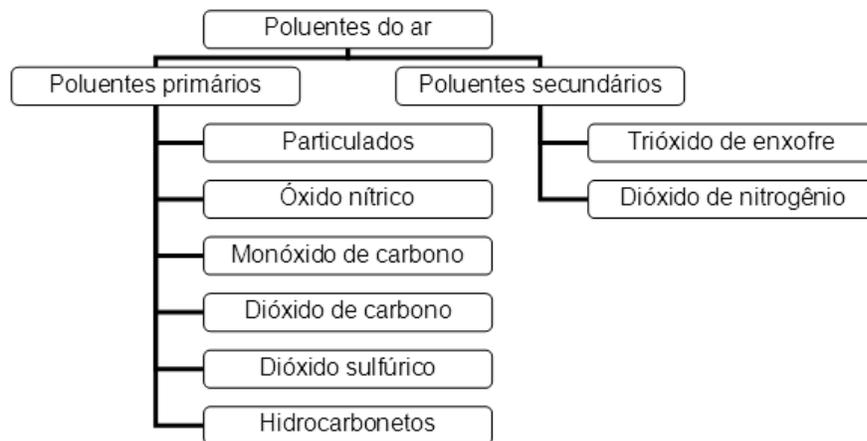


Figura 1.3 – Classificação dos principais poluentes do ar.

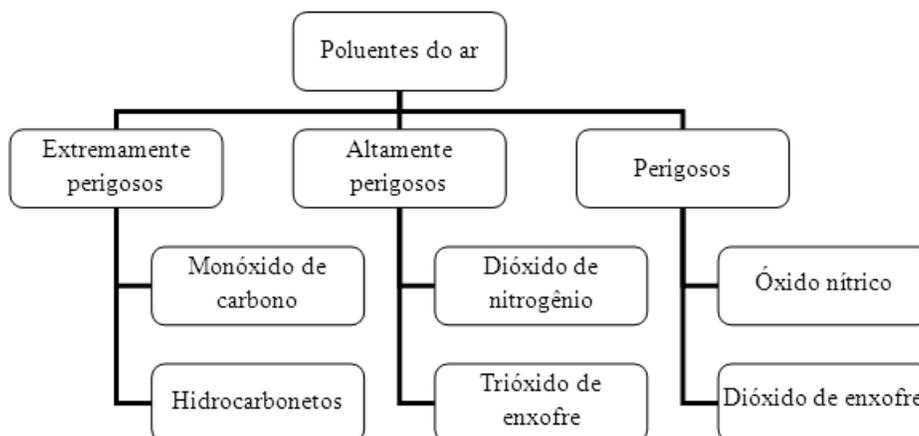


Figura 1.4 – Grau de risco a saúde dos principais poluentes do ar.

As fontes estacionárias destacam-se entre os principais emissores de poluentes. Unidades industriais e de produção de energia, como refinarias, siderúrgicas e indústria química, que utilizam combustíveis para a produção de energia são responsáveis pela maior parte das emissões de SO_x e CO_2 , e ainda de forma significativa, para as de CO e NO_x . As fontes móveis, sobretudo os transportes rodoviários, são fontes importantes de poluentes, essencialmente em razão das emissões dos gases de escape, mas também pela evaporação de combustíveis. São as principais fontes emissoras de NO_x e CO e importantes emissoras de CO_2 e compostos orgânicos voláteis, COV, além de serem responsáveis pela emissão de poluentes específicos como o chumbo. Existem, ainda, outras fontes poluidoras que, em certas condições, podem se revelar importantes, como pode ser na Tabela 1.2. Indústrias modernas utilizam vários dispositivos para diminuir suas emissões como é o caso de precipitadores eletrostáticos, filtros e controle de combustão, (Merícia, 2006).

Plantas de geração de energia que utilizam novas tecnologias de turbinas a gás em ciclo combinado têm reduzido impactos ambientais quando comparados a outras unidades de produção de energia. Avanços tecnológicos obtidos nos últimos 30 anos possibilitaram a redução de NO_x a níveis da ordem de 100 ppm. A redução ocorreu, primeiramente, com combustores que utilizam a injeção de vapor d'água na câmara de combustão (*Wet Combustors*) e, na década de 1980, com o surgimento dos combustores DLN (*Dry Low NOx*), com baixas emissões de NO_x . Novas unidades em desenvolvimento têm alcançado valores de NO_x inferiores a 10 ppm. Conversores catalíticos também estão sendo usados com esses combustores para reduzir cada vez mais as emissões de NO_x .

Tabela 1.2 – Principais poluentes atmosféricos (Merícia, 2006).

Poluente	Fontes	Processos	Efeito
Óxidos de Enxofre (SO _x)	Antropogênica	Combustão (refinarias, centrais térmicas, veículos diesel) Processos Industriais	Afeta o sistema respiratório Chuvas ácidas Danos em materiais
	Naturais	Vulcanismo Processos biológicos	
Óxidos de nitrogênio (NO _x)	Antropogênicas	Combustão (veículos e indústria)	Afeta o sistema respiratório Chuvas ácidas
	Naturais	Emissões da vegetação	
Compostos Orgânicos Voláteis (COV)	Antropogênicas	Refinarias Petroquímicas Veículos Evaporação de combustíveis e solventes	Poluição fotoquímica Incluem compostos tóxicos e carcinogênicos
Monóxido de Carbono (CO)	Antropogênicas	Combustão (veículos)	Reduz a capacidade de transporte de oxigênio no sangue
	Naturais	Emissões da vegetação	
Dióxido de Carbono (CO ₂)	Antropogênicas	Combustão	Efeito de estufa
	Naturais	Fogos florestais	
Chumbo (Pb)	Antropogênicas	Gasolina com chumbo Incineração de resíduos	Tóxico acumulativo Anemia e destruição de tecido cerebral
Partículas	Antropogênicas	Combustão Processos industriais Condensação de outros poluentes Extração de minerais	Alergias respiratórias Vetor de outros poluentes (metais pesados, compostos orgânicos carcinogênicos).
	Naturais	Erosão eólica Vulcanismo	
CFC's e Halons	Antropogênicas	Aerossóis Sistemas de refrigeração Espumas, sistemas de combate a incêndios.	Destruição da camada de ozônio Contribuição para o efeito de estufa

Legislação

No Brasil, o Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA, órgão consultivo e deliberativo do Sistema Nacional do Meio Ambiente – SISNAMA, criou, por meio da Resolução CONAMA N°005 de 15 de Junho de 1989, o Programa Nacional de Controle de Qualidade do Ar — PRONAR. Esse programa buscou estabelecer limites nacionais de emissões de poluentes. A Resolução CONAMA N°003, de 28 de Junho de 1990, primeiro dispositivo legal decorrente do PRONAR, define poluente atmosférico como: “qualquer

forma de matéria ou energia com intensidade e em quantidade, concentração, tempo ou características em desacordo com os níveis estabelecidos, e que tornem ou possam tornar o ar: impróprio nocivo ou ofensivo à saúde, inconveniente ao bem estar público, danoso aos materiais, à fauna e flora e prejudicial à segurança, ao uso e gozo da propriedade e às atividades normais da comunidade”, e considera a necessidade de ampliar o número de poluentes atmosféricos passíveis de monitoramento e controle no País. Nessa resolução, também se estabeleceu os padrões nacionais de qualidade do ar (Tabela 1.3). Segundo Derisio (1992), “um padrão de qualidade do ar define legalmente um limite máximo para a concentração de um componente atmosférico, que garanta a proteção da saúde e do bem-estar das pessoas” (Merícia, 2006).

A Resolução CONAMA N°008, de 06 de Dezembro de 1990, estabeleceu os padrões de emissão para processos de combustão externa em fontes novas fixas de poluição com potências nominais totais até 70 MW. No entanto, nenhuma menção é feita às emissões de óxidos de nitrogênio – NO_x, apesar deste ser um importante poluente. Em outros países, os limites de emissões são definidos por fonte geradora e levam em consideração o NO_x.

1.4 – MICROTURBINAS

As turbinas usadas na geração elétrica, conhecidos também por turbo-geradores, abrangem uma larga faixa de potências. Classificados em três categorias diferentes, cada uma com características próprias de projeto e operação, porém com o mesmo princípio de funcionamento (Vianna Júnior *et al.*, 2001). As turbinas a gás de grande porte, usadas para geração centralizada, possuem potências acima de 15 MW, podendo ser aeroderivativas ou *heavy duty*. São predominantemente axiais e podem ter vários estágios de compressão e expansão. Turbinas de médio porte estão na faixa de 1 a 15 MW de potência e apresentam projeto similar às turbinas a gás de grande porte, são usadas em plataformas marítimas e estão sendo empregadas, cada vez mais, em plantas petroquímicas (Lora & Nascimento, 2003).

As turbinas a gás de pequeno porte têm potência nominal menor que 1 MW, utilizam um compressor centrífugo ou uma combinação de compressor centrífugo e axial, bem como turbina de fluxo radial. A eficiência das turbinas a gás de pequeno porte é geralmente

menor que unidades de maior porte, devido à limitação da temperatura dos gases na entrada da turbina e da baixa eficiência de seus componentes. Alguns modelos possuem regenerador para aumentar a eficiência térmica. A robustez e sua simplicidade de projeto garantem muitas horas de operação sem paradas para manutenção. Dentro dessa faixa de potência estão as microturbinas que podem atingir potência cerca de 300 kW, podendo ser facilmente usadas em geração distribuída (Lora & Nascimento, 2003).

Tabela 1.3 – Padrões Nacionais de Qualidade do Ar (Resolução CONAMA N°003 de 28 de Junho de 1990)

Poluente	Tempo de Amostragem	Padrão Primário ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Padrão Secundário ($\mu\text{g}/\text{m}^3$)	Método de Medição
Partículas totais em suspensão (PTS)	24 horas	240	150	Amostrador de grandes volumes
	MGA	80	60	
Fumaça	24 horas	150	100	Refletância
	MMA	60	40	
Partículas Inaláveis	24 horas	150	150	Separação inercial/filtração
	MMA	50	50	
Dióxido de enxofre	24 horas	365	100	Pararosalínica
	MMA	80	40	
Monóxido de carbono	1 hora	40.000 (35 ppm)	40.000 (35 ppm)	Infravermelho não-dispersivo
	8 horas	10.000 (9 ppm)	10.000 (9 ppm)	
Ozônio	1 hora	160	160	Quimiluminescência
Dióxido de nitrogênio	1 hora	320	190	Quimiluminescência
	MMA	100	100	

MGA – Média Geométrica Anual; MMA – Média Aritmética Anual.

As microturbinas são turbinas a gás de tamanho reduzido que operam em ciclo *Brayton* e produzem potência na faixa de 20 a 500 kW. A eficiência elétrica obtida situa-se entre 15 e 35% e com o aproveitamento do calor residual em co-geração permite aumentar o rendimento global de até 85%.

As microturbinas têm se tornado, gradativamente, uma formidável alternativa dentre as diversas opções disponíveis para a geração distribuída e co-geração, impulsionada, principalmente, pelo aumento de eficiência devido o aparecimento de novos materiais com maior resistência térmica. Os primeiros testes com microturbinas iniciaram em 1988

e no ano de 1998 a *Capstone Turbine Company* deu início a sua comercialização

1.5 – JUSTIFICATIVA, OBJETIVOS E ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Dentre algumas linhas de pesquisas conduzidas pelo Laboratório de Energia e Ambiente da UnB (LEA), pode-se destacar o controle e a redução de emissões nos processos de combustão. Neste contexto, foi desenvolvida uma bancada de microturbina, composta por um turbocompressor automotivo, uma câmara de combustão baseada na tecnologia de combustor DLN (*Dry Low NOx*) com os subsistema de injeção de combustível e lubrificação dos mancais. Cruz (2006) identificou experimentalmente o modelo dinâmico da microturbina e, na seqüência, Merícia (2006) realizou o controle em tempo-real desta unidade. Assim, no atual estágio tecnológico, o LEA dispõe de um bancada experimental de microturbina em que parte importante da operação se dá por meio de controle eletrônico.

O desempenho da câmara de combustão com tecnologia DLN se mostrou adequado para uma primeira versão, possibilitou a caracterização e o desenvolvimento do sistema de controle, mas apresentava alguns problemas de instabilidade em certos regimes de queima, bem como elevados níveis de CO nos gases de descarga. As emissões de NOx, contudo, ficaram abaixo dos 20 ppm. Desta forma, verificou-se a necessidade de aprimoramento da câmara de combustão de forma a solucionar tais problemas. Assim, este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento e a caracterização de uma câmara de combustão DLN (*Dry Low NOx*) com tecnologia LPP (*Lean Premix Prevaporize*) empregando gás liquefeito de petróleo, que opere de forma estável num amplo envelope de cargas, com baixa emissão de poluentes, notadamente, NOx e CO.

Para tal destacam-se os seguintes objetivos específicos:

1. Projetar e caracterizar queimadores individuais que operem no modo pobre, com chama estabilizada por *swirler*;
2. Dimensionar o tubo de chama do combustor de forma a operar no modo pré-misturado;
3. Projetar o queimador piloto para transição do modo de queima pobre para pré-misturado e auxiliar a estabilidade operacional da câmara nos diversos regimes de

carga;

4. Instrumentar adequadamente a bancada de microturbina para a caracterização dos queimadores e do envelope operacional da unidade em diferentes níveis de “carga”;
5. Caracterizar o conjunto de queimadores pobre bem como o queimador piloto;
6. Caracterizar o queimador de pré-mistura;
7. Avaliar a transição entre modos de operação (pobre e pré-misturado).

A organização do trabalho foi elaborada de forma que o Capítulo 1 apresentasse a motivação, justificativa e os objetivos principais da pesquisa. No Capítulo 2 apresenta-se um revisão bibliográfica sobre emissões e seus processos de formação, microturbinas e seu funcionamento e o estado da arte em câmaras de combustão. Em seguida, no Capítulo 3 descreve-se o projeto do combustor DLN, com os queimadores pobres e a câmara de reação de pré-mistura. No Capítulo 4 é apresenta-se a bancada experimental, a instrumentação e o sistema de controle. No Capítulo 5, são apresentados os procedimentos e resultados experimentais e sua respectiva análise. Por último, no Capítulo 6, apresentam-se as conclusões do projeto e suas perspectivas futuras.

2 – ESTADO DA ARTE

2.1 – MECANISMOS DE FORMAÇÃO DE POLUENTES

Na atmosfera o NO_2 e o SO_2 reagem com a água para formarem o ácido nítrico e o ácido sulfúrico, que reagem com a amônia e ou qualquer outro cátion disponível para formar partículas de amônio nítrico ou sulfúrico. Essas partículas, geralmente com $0,1\mu\text{m}$ são dispersores de luz. O óxido nítrico, NO é um gás incolor que tem alguns efeitos prejudiciais à saúde, mas tais efeitos são pequenos comparados a mesma quantidade de peróxido de nitrogênio, o NO_2 . Na atmosfera e em ambientes industriais o NO reage com o O_2 para formar o NO_2 , um gás marrom que causa irritação no sistema respiratório.

A expressão NO_x refere-se ao somatório do monóxido de nitrogênio (NO) e dióxido de nitrogênio (NO_2), os dois componentes de nitrogênio mais emitidos em processos de combustão. Em geral, a quantidade de monóxido de nitrogênio formado é muito maior que o dióxido de nitrogênio, mas uma vez lançado na atmosfera, o NO rapidamente se transforma em NO_2 e as taxas de emissão de NO_x é sempre calculada considerando seus dois compostos como sendo exclusivamente NO_2 . As emissões globais destes compostos são substanciais. Para se compreender as tecnologias de redução destas emissões é necessário o entendimento dos mecanismos de reação produzem e destroem estes gases.

Óxidos de Nitrogênio

O NO formado no processo de combustão ocorre devido a três mecanismos: **NO térmico**, formado a partir da reação do nitrogênio atmosférico com o oxigênio a altas temperaturas do processo de combustão, **NO prompt** que ocorre devido à reação de radicais hidrocarbônicos livres com a molécula de nitrogênio e o **NO combustível**, formado pela reação do nitrogênio existente no combustível. O predomínio de um dos tipos de mecanismos mencionados é caracterizado pelas condições em que ocorre o processo de combustão: a altas temperaturas, predomina NO térmico; se a quantidade de nitrogênio contido no combustível é alta e a temperatura é baixa, o NO combustível e o NO prompt são os predominantes.

O NO térmico é produto da reação do nitrogênio do ar atmosférico com o

oxigênio dissociado pelas altas temperaturas do processo de combustão. Segundo o modelo proposto por Zeldovich, as principais reações de formação são (Turns, 1996):



A velocidade de formação do NO térmico é determinada pela reação (2.1), importante quando em condições próximas à estequiométrica e misturas ricas. A velocidade de formação de NO é menor do que a da maioria das reações de combustão. Pouco NO térmico é formado na região da chama, com grande parcela sendo gerada na região de pós-chama.

A temperatura e o tempo de exposição são parâmetros que colaboram na formação do NO térmico. O aumento de temperatura acelera a reação de dissociação, exigindo menor tempo de exposição para que ela ocorra. Desta forma, para uma dada razão de equivalência, existirá uma temperatura na qual o tempo de exposição não será mais significativo no aumento de NO térmico, devido ao fato de o processo de formação de NO ter atingido o equilíbrio químico.

Para uma dada temperatura de referência, uma nova condição de equilíbrio para formação do NO térmico pode ser atingida com o aumento do excesso de ar (mistura pobre), em função da maior presença de oxigênio e nitrogênio, que podem se dissociar e reagir. Para valores baixos de razões de equivalência (por volta de 0,4), o tempo de residência não tem influência no aumento da formação de NO devido à diminuição da temperatura da chama.

Os pontos-chave da formação de NO térmico são resumidos por Lefebvre (1995) da seguinte forma: a formação do NO térmico é controlada pela temperatura de chama; pequena quantidade de NO térmico é formada com temperaturas abaixo de 1.850 K; para misturas pobres, razão de equivalência menor que 0,5, o NO formado independe do tempo de residência.

O NO *prompt* ou NO imediato, descrito primeiramente por Fenimore (1971), é

caracterizado pelo rápido aparecimento na frente de chama e que envolve mecanismos cinéticos que não são completamente compreendidos. Uma explicação para a obtenção do NO *prompt* é baseada na reação do nitrogênio com radicais hidrocarbônicos, existentes na frente de chama. A reação inicial para a formação do NO *prompt* se dá a partir da formação do HCN, representada pelas reações (2.4) e (2.5), ocorrendo reações intermediárias, que formam compostos como CN, NCO, HNCO; estes por sua vez são oxidados, formando o NO. (Gallego *et al.*, 2000)



As principais características da formação do NO *prompt* são: absoluta dependência da presença de hidrocarbonos ativos, relativa independência da temperatura, tipo de combustível ou mistura e quando submetido a baixas temperaturas de chama, um longo tempo de residência promove a destruição do NO ativo formado a partir de reações desse com hidrocarbonos.

O NO combustível é formado a partir da reação do oxigênio com o nitrogênio contido no combustível durante o processo de combustão. A oxidação de moléculas de baixo peso molecular que contêm nitrogênio (NH₃, HCN, CN) ocorre em escala de tempo similar à das outras reações do processo de combustão. Influenciada, principalmente, pela quantidade de nitrogênio presente na composição do combustível, a formação do NO é afetada pela relação ar/combustível da reação de combustão.

Altas concentrações de NO combustível são obtidos em misturas pobres com baixas temperaturas de chama, o que indica a influência da temperatura. Em reatores de leito fluidizado (750 a 950° C), o NO combustível é o mais predominante. O mecanismo de formação do NO combustível, representado na Figura 2.1, parece seguir os seguintes critérios:

- A conversão do nitrogênio pertencente ao combustível para NO é praticamente total para condições de excesso de ar, quando operando com combustível que possui baixas concentrações de nitrogênio (menos que 0,5% em massa);
- A conversão decresce com o acréscimo da concentração de nitrogênio no

combustível, especialmente para condições de mistura rica;

- A conversão aumenta vagarosamente com a elevação da temperatura de chama.

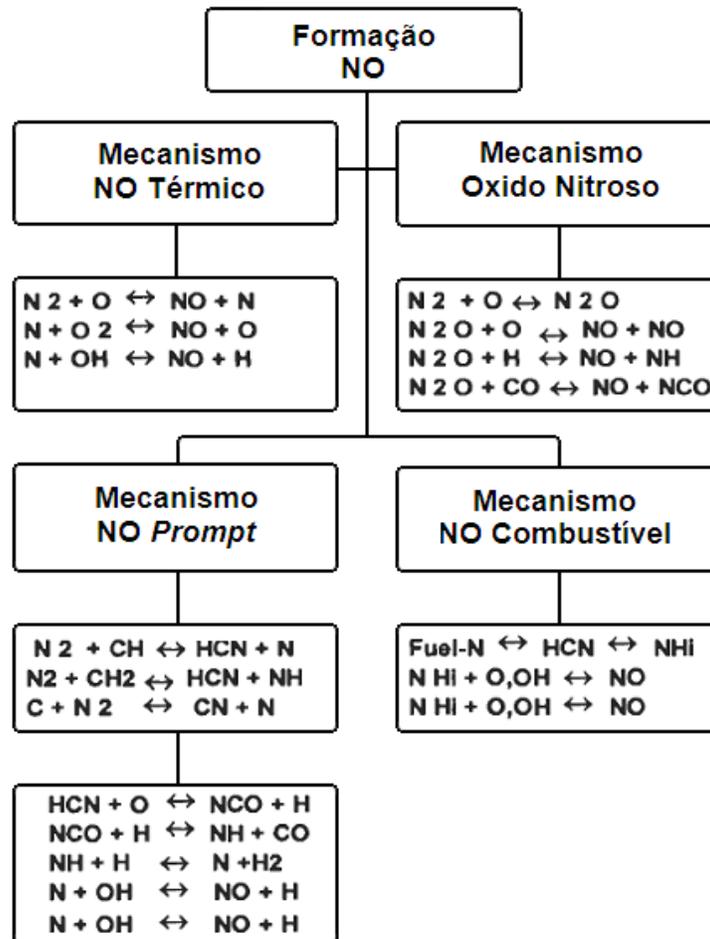


Figura 2.1 – Mecanismos de formação do NO (adaptado de El-Mahallawy e Habik, 2002).

A formação de NO_2 próximo à chama é praticamente desprezível se comparada com o NO formado, sendo que parcela do NO_2 formado nessa região se converte em NO. A conversão de NO em NO_2 , por sua vez, ocorre nas zonas em que existe excesso de ar na câmara de combustão, o que caracteriza uma maior estabilidade do NO_2 a baixas temperaturas, quando comparado com o NO. A partir da cinética de reação pode ser prevista a conversão de NO em NO_2 . Tomando um exemplo: a 700 K e para um tempo de 0,1 ms, ocorre 25% de conversão; por outro lado, ao se aumentar a temperatura para 900 K, a conversão é menor que 6%. Existem dúvidas se a conversão de NO para NO_2 ocorre dentro da câmara de combustão ou nas proximidades da saída da câmara. (Gallego *et al.*, 2000)

Monóxido de Carbono

A emissão de CO é resultado do processo de combustão incompleto. O mecanismo de formação e extinção do CO em combustão de hidrocarbonetos não pode ser isolado da cinética envolvendo os hidrocarbonetos. Radicais formados a partir do combustível são atacados pelo oxigênio para formar aldeídos, que, por sua vez, formam outros radicais que se convertem em CO por decomposição térmica.

De uma maneira simplista, a combustão de hidrocarbonetos pode ser caracterizada como um processo de dois passos, o primeiro envolvendo a quebra do combustível para formar CO e o segundo sendo a oxidação final do CO para CO₂, responsável por aproximadamente 60% da energia liberada. A oxidação do CO ocorre lentamente, entretanto a presença de compostos que contenham hidrogênio acelera este processo. Pequenas quantidades de H₂O ou H₂ podem ter um forte efeito na taxa de oxidação do CO. Isso ocorre porque o passo de oxidação do CO envolvendo o radical OH é muito mais rápido do que aqueles envolvendo O e O₂.

2.2 – MICROTURBINAS

Operação com Eixo Simples

Uma microturbina convencional é composta por um compressor centrífugo de um único estágio de compressão com uma baixa razão de pressão, uma câmara de combustão simples, que opera a pressão constante e uma turbina de fluxo radial, cujo eixo é solidário ao do compressor. O eixo do gerador elétrico de alta velocidade é acoplado ao eixo do compressor, podendo-se utilizar caixas de redução, para se adequar a rotação até o valor exigido pelo gerador, como ilustrado na Figura 2.2.

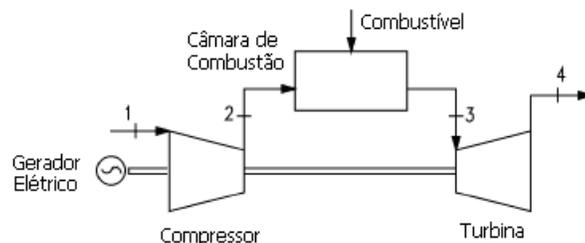


Figura 2.2 – Operação de uma microturbina com um único eixo.

As microturbinas a gás operam de forma análoga a turbinas a gás de ciclo aberto (ciclo *Brayton* aberto). A Figura 2.3 ilustra respectivamente o ciclo *Brayton* aberto e o diagrama T-s deste ciclo. Neste ciclo, o ar é comprimido pelo compressor, passando para a câmara de combustão, região onde ocorre a mistura com o combustível e a reação de combustão, procedendo-se a adição de calor. Saindo da câmara de combustão, o fluido de trabalho a alta temperatura é direcionado para turbina, sendo expandido e fornecendo potência para o rotor do compressor e potência útil para o gerador elétrico. No diagrama T-s, esses processos podem ser descritos como uma compressão isentrópica de (1) até (2), seguida de uma adição de calor a pressão constante de (2) a (3), uma expansão isentrópica de (3) a (4) e finalmente, uma rejeição de calor a pressão constante de (4) até (1).

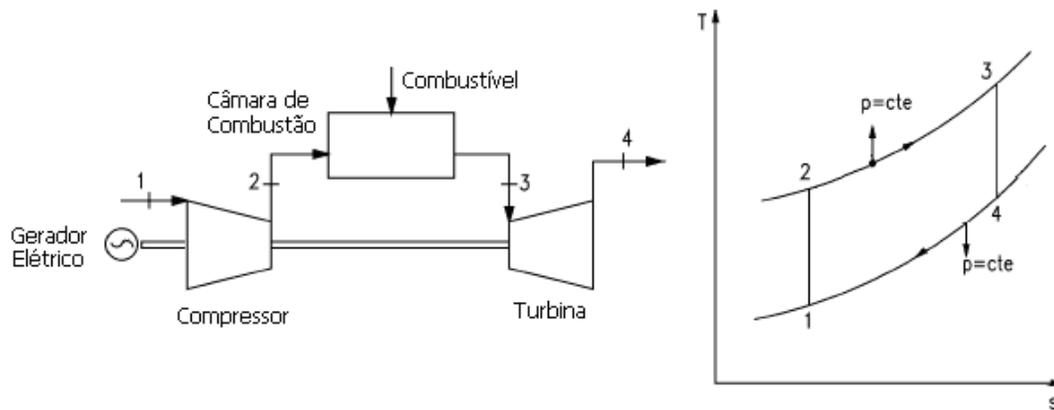


Figura 2.3 – Ciclo simples de turbinas a gás (adaptado de Van Wylen *et al.*, 1997)

Com o objetivo de recuperar energia e aumentar a eficiência do sistema, algumas microturbinas utilizam também regeneradores, operando em ciclo *Brayton* regenerativo, pré-aquecendo o ar antes que o mesmo entre na câmara de combustão, conforme é apresentado na Figura 2.4. A eficiência global das microturbinas gira em torno de 14 a 17% e com a adição de recuperadores, a eficiência atinge valores de até 35% (Rodgers *et al.*, 2001). Existem várias alternativas de equipamentos e materiais para variar essa configuração, entretanto, esse tipo de ciclo é o mais comumente usado, por equilibrar eficiência e confiabilidade no sistema.

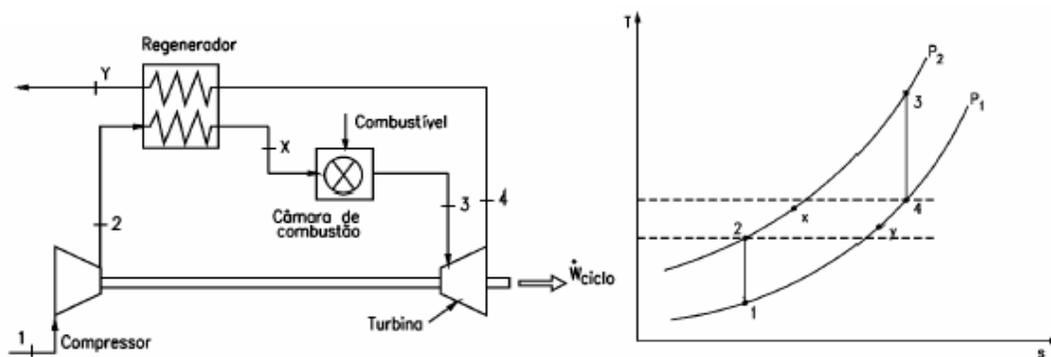


Figura 2.4 – Ciclo regenerativo de turbinas a gás (adaptado de Wylen et al.,1997)

Operação com Eixo Duplo

Uma configuração alternativa para operação de microturbinas é utilização de uma segunda turbina com eixo independente da primeira, o gerador elétrico é acoplado ao segundo eixo como ilustrado na Figura 2.5. Nesta configuração, a primeira turbina é chamada como turbina do gerador de gases, em que os gases queimados na saída desta impulsionam a segunda turbina, denominada de turbina de potência.

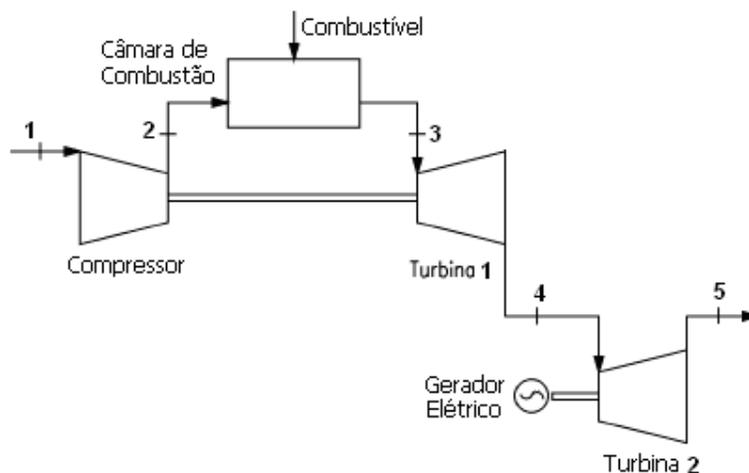


Figura 2.5 – Operação de uma microturbina com dois eixos.

A utilização de mais eixos, com vários estágios de compressão e expansão, muito comum em as turbinas a gás por elevar a eficiência do ciclo, no entanto, não é válida para microturbinas, pois eleva os custos de fabricação e manutenção e descaracteriza a principal virtude deste tipo de equipamento, a simplicidade.

A diminuição de custos e o aumento da eficiência das microturbinas podem ser obtidos com o desenvolvimento do processo de fabricação e avanços nas pesquisas sobre a resistência dos componentes a altas temperaturas, a aerodinâmica das pás da turbina e do compressor, a eficiência dos recuperadores e a tecnologia de combustão, fatores considerados críticos para o sucesso desta tecnologia. Alternativas de montagem da microturbina com as suas respectivas vantagens e desvantagens são apresentadas na Tabela 2.1.

As principais empresas que comercializam microturbinas são: *AlliedSignal*, *Elliott Energy System*, *Capstone*, a *Ingersoll-Rand Energy System Recuperators & Power Works*®, *Turbec*, *Browman Power* e *ABB Distributed Generation & Volvo Aero Corporation*. As principais características das tecnologias estão relacionadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.1 – Configuração de microturbina (Arthur, 2000)

Tecnologia	Vantagem	Desvantagem
Eixo Simples	Poucas partes móveis, elimina a necessidade de caixa de engrenagens, fácil operação.	Comprometida em cargas parciais, pelas características da turbina.
Eixo Duplo	Flexibilidade em cargas parciais, reduz as falhas mecânicas e prolonga a vida da turbina.	Mais partes móveis, necessidade de caixa de engrenagens, alto custo.
Mancal a ar	Elimina a necessidade de um sistema de resfriamento de óleo e a sua manutenção.	Maior desgaste durante partidas e paradas.
Mancal a óleo	Vida útil mais longa.	É necessários trocador de calor e bomba.
Sem recuperador	Baixo custo, alta confiabilidade, maior disponibilidade de calor para co-geração.	Significativa perda de eficiência em vista da tecnologia atual.
Com recuperador	Alta eficiência.	Alto custo, baixa confiabilidade e vida com a atual tecnologia.
Cerâmica nas partes quentes	Operação em altas temperaturas, com aumento da eficiência.	Construção mais difícil, ainda em fase de pesquisa.
Metal nas partes quentes	Construção mais convencional, comercialmente aceito.	Operação em baixas temperaturas, baixa eficiência.

As microturbinas, em função de sua simplicidade, apresentam custos de operação e manutenção menores que as usuais turbinas de grande porte usadas em centrais de geração. Projetadas para atender critérios que facilitem sua fabricação e reparos, as microturbinas utilizam, em sua manutenção, ferramentas disponíveis no mercado e que não exijam

sofisticados equipamentos de controle, monitoramento e diagnósticos. Esta é uma das principais vantagens uma vez que o custo envolvido com equipamentos eletrônicos de controle é relevante em relação ao do sistema de geração-turbina (Viana Júnior *et al.*, 2001).

Tabela 2.2 – Configuração atual de Microturbina por fabricante
(Arthur, 2000, Nascimento & Lora, 2003)

Fabricante	Eixo	Mancal	Recuperador	Potência Nominal (kW)	Rotação Nominal (rpm)	Eficiência Total (%)	Custo (US\$/kW)
AlliedSignal	Simple	Ar	Sim	75	85.000	30	300 a 400
Allison Engine	Simple	Ar	Sim			30	
Bowman (UK)	Simple	Óleo	Opcional			29	
Capstone	Simple	Ar	Sim	30	96.000	28	500
Elliot/GE	Simple	Óleo	Alguns Modelos	45, 80 e 200	63000, 43000	30	
NREC	Duplo	Óleo	Sim			28	
Willians International	Simple	Óleo	Sim			30	
Powers Works	Duplo			70		30	
ABB	Simple			100		30	

2.3 – CÂMARAS DE COMBUSTÃO

A câmara de combustão tem por finalidade, promover a mistura entre o ar, comprimido pelo compressor, e o combustível, de forma que a reação de combustão permaneça estável e continua liberando calor suficiente para aumentar a temperatura dos gases no nível de operação da turbina. Isso deve ser alcançado com a mínima perda de pressão e a máxima eficiência. A quantidade de combustível adicionada dependerá da potência demandada, o aumento de temperatura, entretanto, é limitado pela temperatura máxima que o material das palhetas e rotores da turbina suporta. O combustor deve também ser capaz de realizar uma combustão estável e eficiente em toda faixa de operação da turbina a gás (Lora & Nascimento, 2003).

Modelos Gerais das Câmaras de Combustão

Pesquisas em diversas áreas do conhecimento, que vão desde a metalurgia dos materiais

usados na fabricação até a modelagem numérica dos processos químicos envolvidos, vem promovendo constantes modificações na geometria das câmaras de combustão, melhorando a estabilidade da chama; a redução das emissões de NO_x , CO e hidrocarbonetos não queimados, entre outros; aumento do tempo de vida útil do sistema; e melhorando o controle da distribuição de temperatura à entrada da turbina. Divididas em três principais categorias, as câmaras de combustão são assim classificadas: tubular, tuboanular e anular.

As câmaras do tipo tubular foram as primeiras a serem utilizadas. Cada câmara possui um cilindro interno para a combustão ou tubo de chama, à volta do qual existe um revestimento. Estes cilindros são interconectados, trabalhando todos a uma mesma pressão e permitindo a propagação da combustão. Nas câmaras tuboanular os cilindros que acolhem a combustão encontram-se envolvidos por um mesmo revestimento exterior. Esta disposição combina a facilidade de manutenção com a forma compacta do sistema anular. A câmara anular é constituída por um único compartimento para a chama, possibilitando a redução do comprimento, o que permite poupar peso e diminuir custos.

Zonas da Câmara de Combustão

No projeto de câmaras de combustão é necessário conhecer o processo de combustão e seus efeitos sobre a eficiência do combustor. A utilização de uma geometria adequada em cada etapa da combustão convenientemente promove o máximo de rendimento e eficiência do sistema. A localização das três principais zonas em relação aos vários componentes de um combustor tradicional é apresentada na Figura 2.6.

A zona primária corresponde à região onde, de forma ideal, todo o processo de combustão deve ocorrer. Sua função é ancorar a chama, garantindo, tempo, temperatura e turbulência suficientes para que ocorra a combustão completa da mistura ar-combustível. A chama deve ser ancorada nesta zona através de um processo de recirculação, obtido pelo emprego de jatos opostos ou pelo uso de um *swirler*.

A zona intermediária, ou secundária, é a região em que perdas por dissociação do escoamento podem ser recuperadas e qualquer pacote de ar-combustível imperfeitamente misturado poderá ainda assim ser queimado. Perdas por dissociação são resultados da

instabilidade química dos produtos da combustão, dióxido de carbono (CO_2) e água (H_2O), a altas temperaturas. Considerando que a combustão completa-se a temperaturas entre 2.200 a 2.400 K prioritariamente na zona primária, ocorre dissociação do CO_2 em monóxido de carbono e oxigênio. Se os gases quentes passam diretamente para a zona de diluição e são rapidamente resfriados por mais quantidade de ar, a composição desses gases será congelada e CO, que é potencialmente um combustível, será descarregado sem ser queimado. Diminuindo a temperatura para um nível intermediário pela adição de uma pequena quantidade de ar permitirá a combustão completa do CO e de qualquer combustível parcialmente queimado. Em microturbinas o seu comprimento é ditado pelo tempo de residência mínimo necessário para completar as reações de combustão (Lefebvre, 1998).

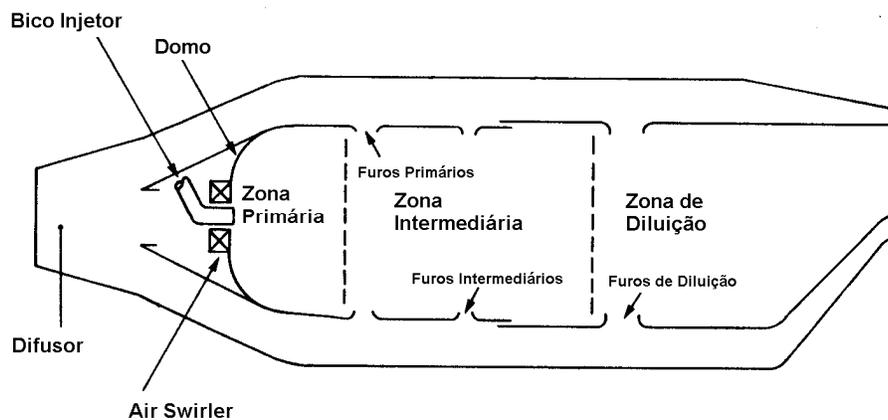


Figura 2.6 – Principais componentes de um combustor tradicional (adaptado de Lefebvre, 1998).

A zona de diluição admite os gases provenientes da zona intermediária e os combina com ar utilizado para arrefecer as paredes do combustor, conhecido também por ar de *by-pass*, garantindo ao escoamento uma distribuição de temperatura com valor adequado para o contato com as pás da turbina.

Este tipo de combustor, contudo, tende a produzir altos níveis de NO visto que a queima por difusão tende a ocorrer de forma estável em regiões da câmara com razão de equivalência unitária. Assim, antes de se apresentar as tecnologias mais modernas que permitem diminuir significativamente as emissões de NO_x, discutem-se os métodos principais de minimização deste poluente.

2.4 – TÉCNICAS PARA A REDUÇÃO DE EMISSÕES

De maneira geral, tecnologias que visam a redução de NO_x apresentam como desvantagem o aumento das emissões de monóxido de carbono (CO) e de hidrocarbonetos não queimados (UHC). Isso ocorre devido às características peculiares dos processos de formação destes poluentes. Caso se deseje reduzir a temperatura da zona primária de uma câmara de combustão a níveis próximos de 1600 K, verificam-se baixos níveis de emissões de NO_x, às custas de um aumento nas emissões de monóxido de carbono (CO). De forma inversa, em temperaturas acima de 1800 K na zona primária tem-se níveis de CO baixos, mas elevados valores nas emissões de NO_x, conforme apresentado no gráfico da Figura 2.7.

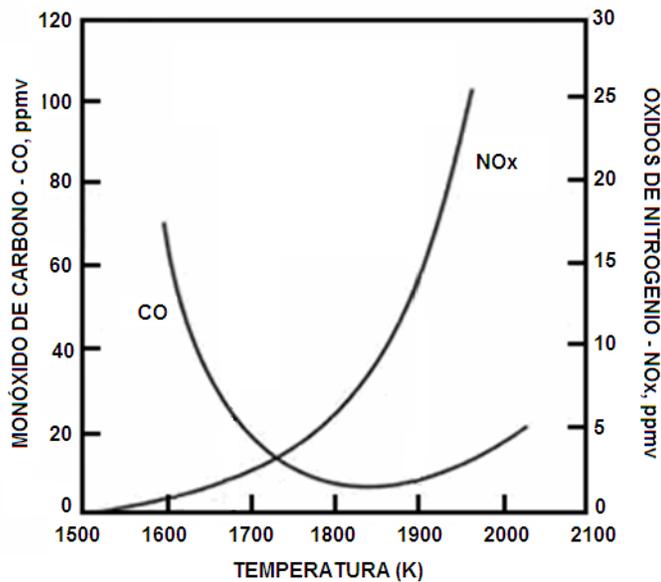


Figura 2.7 Emissões de CO e NO_x em função da temperatura (adaptado de Lefebvre, 1998).

Algumas técnicas simples permitem redução das emissões de NO_x em turbinas a gás, tal como injeção de água líquida ou vapor ou tratamento dos gases de combustão, dependendo a escolha final de sua viabilidade técnica e econômica.

A injeção de água na câmara de combustão, na forma líquida ou de vapor, reduz a temperatura de chama na zona de reação, reduzindo assim as emissões de NO_x e aumento o trabalho máximo fornecido pela turbina em função do aumento do fluxo de massa do ciclo. Como desvantagem essa técnica exige água desmineralizada. Existe também o

risco do aumento dos níveis de emissões de monóxido de carbono e de hidrocarbonetos, devido a oscilações da chama. A injeção de água líquida esta por volta de 50% do fluxo de combustível e na faixa de 100 a 200% para a injeção de vapor.

Outra técnica empregada para a redução das emissões de poluentes e a utilização de câmaras de combustão com geometria variável. O sistema de variação da geometria modula a quantidade de ar necessário de diluição, mantendo a temperatura da zona primária próxima às condições de baixa formação de NO. Quando a turbina trabalha em baixa carga, existe um sistema que desvia parte do ar para a zona de mistura, mantendo a chama controlada. A desvantagem desse sistema reside na complexidade do seu controle, que tende a aumentar custo e peso, bem como reduzir a confiabilidade da operação.

A combustão por estágios é utilizada por vários fabricantes. Essa tecnologia apresenta valores muito baixos de emissões de NOx sem a injeção de água ou vapor. O conceito da combustão em estágios é promover uma distribuição uniforme do fluxo de ar na câmara, alternando o fluxo de combustível para manter a temperatura de combustão constante e em valores adequados a baixas emissões. Como desvantagem está o resfriamento dos gases e possível congelamento de reações químicas que acontecem nas extremidades das zonas de combustão, o que pode ocasionar baixa eficiência e aumento na formação de CO e UHC. Para as turbinas industriais uma porção do combustível é injetada em uma zona de combustão primária (piloto) e a jusante, em uma zona de combustão principal que opera a baixas relações de combustível/ar. O fluxo de gás quente da zona piloto assegura alta eficiência de combustão, até mesmo a baixas relações de combustível/ar favorecendo o perfil de temperatura radial na saída da câmara. A relação combustível/ar apresenta, no primeiro estágio, valores ao redor de 0,8, usada para alcançar eficiência de combustão alta, baixa emissão de CO e UHC, em condições de plena carga, a relação combustível/ar na zona de chama é mantidas ao redor de 0,6 para minimizar as emissões de óxido nítrico e fumaça.

As câmaras de combustão capazes de alcançar baixas emissões de NOx sem a necessidade da injeção de água ou vapor, através de uma estratégia centrada na mistura prévia entre o combustível e o ar são denominadas pelo termo *Dry Low NOx*. A rigor, as câmaras de combustão em estágios descritas anteriormente se enquadram nesta categoria.

Avaliações realizadas pela *Solar Turbines* em suas unidades indicam níveis de NOx próximos a 12 ppmv (6 bar) e 20 ppmv a (9 bar), com o CO abaixo de 50 ppmv. Tais níveis de concentrações são atingidos a partir da boa mistura do ar com o combustível e em condições operacionais restritas (Lefebvre, 1995). A *Rolls Royce*, para produzir uma câmara de combustão de baixa emissão em uma versão industrial da turbina RB 211, substituiu o combustor anular por nove combustores que realizam uma mistura prévia entre o ar e o combustível. Testes realizados com pressões de no mínimo 20 atm demonstraram a habilidade desta câmara para alcançar simultaneamente baixo NOx e CO numa ampla faixa de temperatura, sem recorrer a geometria variável ou extração de ar. A *Asea Brown Boveri* desenvolveu um módulo *Premix Cônica Burner* (queimador “EV”) com bom potencial de redução de emissões em uma larga faixa de trabalho. Uma característica importante desse queimador é a estabilização da chama no espaço livre perto da sua saída, podendo utilizar combustíveis gasosos e líquidos em conjunto. Uma combinação de escoamento do ar e injeção tangencial de combustível proporciona uma boa mistura antes da região de chama. Valores de NOx abaixo de 12 ppmv foram obtidos, mantendo baixa emissão de CO e UHC.

O conceito de combustores LPP – *Lean Premix Prevaporize* é frequentemente usado quando se requer níveis muito baixos de emissão utilizando combustíveis líquidos. Nesse tipo de câmara de combustão o combustível é injetado de forma atomizada no fluxo de ar em alta velocidade, realizando uma pré-mistura com o ar destinado à combustão, a mistura pobre, com razão de equivalência em torno de 0,75 e direcionada para a zona de combustão. O objetivo, deste sistema, é obter a completa evaporação e a melhor mistura possível do combustível e do ar, evitando-se a existência de gotas na entrada da câmara de combustão. A mistura é realizada com excesso de ar de forma a se reduzir as emissões de NOx. Problemas nesta tecnologia incluem a vaporização incompleta, baixo índice de mistura, risco de auto-ignição, possibilidade de retorno da combustão e dificuldade de acendimento. Alguns desses problemas são resolvidos com a inclusão de sistema de combustão por estágio ou geometria variável. Conforme Lefebvre (1995), o “*lean premix*” apresenta grandes possibilidades na redução de NOx, com níveis inferiores a 10 ppm.

Outras tecnologias tais como combustores RQL e redução catalítica seletiva podem ser avaliados na literatura pertinente. Entretanto, no desenvolvimento deste trabalho, a técnica

de redução de poluentes ficou restrita aos combustores DLN, com foco específico nos combustores LPP.

2.5 – COMBUSTORES DE MICROTURBINAS

Combustores de microturbinas são distintos dos utilizados em turbinas tradicionais. A utilização de técnicas de escala no projeto de pequenos combustores é muito limitada, devido a efeitos que ocorrem com a redução de tamanho, tais como a variação da relação entre área de superfície e volume, aumento do efeito de extinção de chama nas paredes, reduzidas vazões de combustível, entre outros (Lefebvre,1998).

Os problemas ocasionados pelas técnicas de escalas de grandes combustores obrigam os engenheiros a considerar soluções alternativas no projeto de combustores de pequeno porte. Os limites legais de emissões e padrões, associados aos custos elevados de sistemas filtragem, requerem o uso de tecnologias de combustão mais eficientes e menos poluentes (Lefebvre,1998).

Atualmente, a emissão de óxidos de nitrogênio é um dos principais parâmetros a serem considerados no projeto de câmaras de combustão. Na categoria dos combustores DLN – *Dry Low NOx*, isto é, combustores com tecnologia de redução das emissões sem injeção de água, encontram-se as câmaras de combustão LPP – *Lean Premixed Prevaporize*, que operam com mistura pobre, pré-misturada e pré-vaporizada. Nestas câmaras, a realização da mistura ar-combustível anterior ao processo de queima, faz com que a reação de combustão ocorra em razões de equivalência desejada. Baixas temperaturas de chama garantem valores mínimos de NOx, de sorte que a operação ideal seria próxima ao limite de extinção da chama. Estes níveis são em condições operacionais restritas e estão sujeitos às instabilidades geradas pelo processo reativo.

Instabilidades surgem como perturbações na fração de mistura, ou, na superfície da chama, que podem comprometer a integridade do equipamento, bem como, ocasionar regimes de queima com maior possibilidade de formação de poluentes. Risco de auto-ignição, possibilidade de retrocesso da chama e dificuldade de ignição são outras características desta tecnologia.

Fazendo um estudo comparativo com outros dispositivos, pode-se verificar a superioridade, em relação às emissões, das microturbinas com tecnologia LPP. O gráfico da Figura 2.8 apresenta os resultados dos testes realizados em uma turbina da *Capstone* modelo 330, outras microturbinas, uma turbina industrial e em um motor de combustão interna com relação aos níveis de emissões de monóxido de carbono (CO), de NOx (NO+NO₂) e de THC (total de hidrocarbonetos). O combustível utilizado foi o gás natural e todos os sistemas estavam operando na máxima potência quando foram aferidas as emissões (Passão, 2002-2003).

Neste trabalho, optou-se por desenvolver uma câmara de combustão DLP-LPP. Como a geometria da câmara é eminentemente inalterada, o regime de pré-mistura deveria ficar restrito às altas cargas. Em cargas reduzidas, onde é praticamente impossível sustentar a chama no modo pré-misturado, para uma dada geometria, optou-se por operar no modo pobre, com chama difusiva. O capítulo seguinte apresenta o projeto da câmara DLN-LPP empregada neste trabalho.

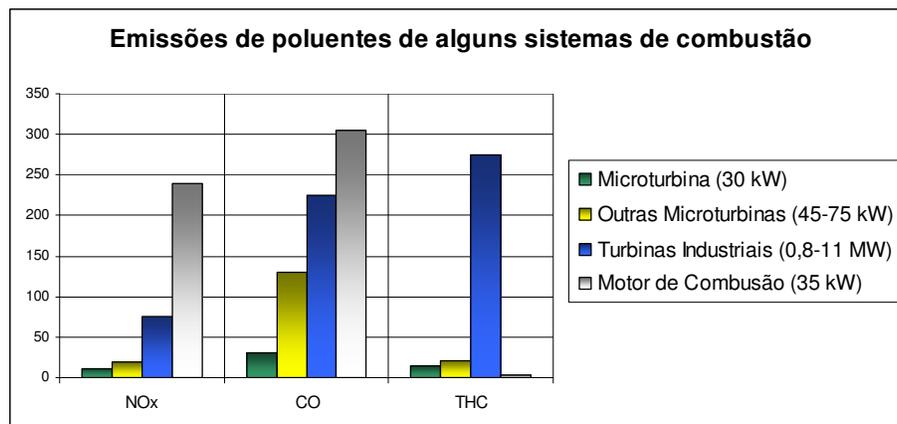


Figura 2.8 – Gráfico de emissões de poluente de alguns sistemas de combustão (adaptado de Passão, 2002-2003).

3 – PROJETO DO COMBUSTOR DLN-LPP

3.1 – INTRODUÇÃO

Nos recentes trabalhos realizados no Laboratório de Energia e Ambiente, foram desenvolvidas bancadas de microturbina, com diversos tipos de câmara de combustão. A versão da câmara anterior a este trabalho era composta por um combustor do tipo DLN, com seis injetores primários, distribuídos radialmente, e um queimador secundário (Fig. 3.1). Nestes trabalhos os resultados obtidos foram satisfatórios no que diz respeito às emissões de NO_x . Cruz (2006) constatou que os índices eram inferiores a 20 ppm, entretanto, os níveis de CO eram elevados, atingindo valores acima de 3800 ppm, conforme apresentado na Tabela 3.1.

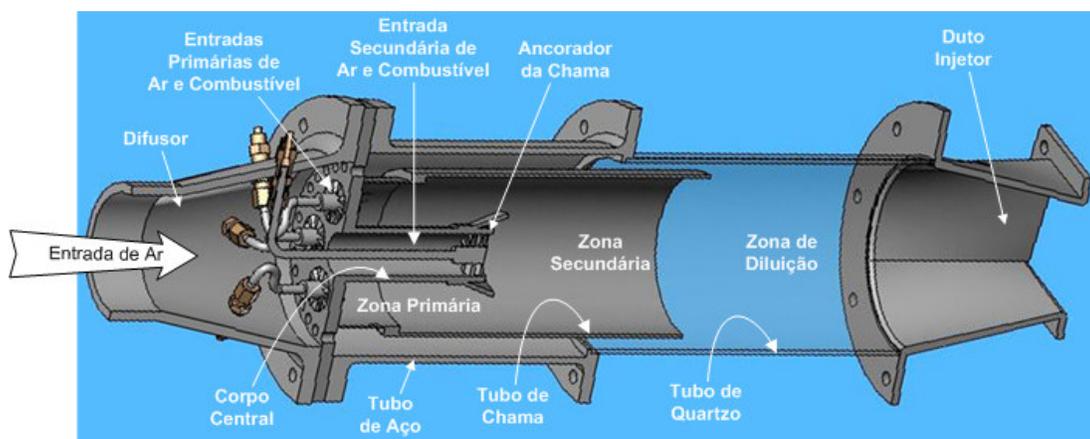


Figura 3.1 – Desenho esquemático da câmara DLN utilizada por Cruz (2006) e Merícia (2006).

Tabela 3.1 – Resultados de emissões de poluentes (Cruz e, 2006).

	1° Ensaio	2° Ensaio	3° Ensaio	4° Ensaio
O_2 [%]	17,15	15,52	13,59	15,45
CO_2 [%]	2,50	3,55	4,83	3,30
CO [ppm]	3534	3775	3806	3856
NO [ppm]	11,00	14,50	10,00	10,83
NO_x [ppm]	10,83	14,25	10,50	11,17

Parâmetros como a razão de equivalência e o tempo de residência na região de combustão alteram a estabilidade da chama, a eficiência da conversão e influenciam a formação de poluentes. No projeto proposto, a câmara deveria proporcionar algum mecanismo que ampliasse o envelope operacional no modo pré-mistura, bem como deveria permitir que a microturbina operasse de forma estável, com baixos níveis de emissão, em praticamente todos os níveis de carga.

O projeto da câmara de combustão foi baseado no combustor DLN-1 desenvolvido pela GE. Essencialmente, este combustor consiste no emprego de dois estágios de combustão para alcançar baixos níveis de emissão e operabilidade numa ampla faixa de potência. Os quatro componentes principais deste combustor são: sistema de injeção de combustível, tubo de chama, venturi e corpo central. Esses componentes formam os dois estágios na câmara de combustão, como mostrado na Figura 3.2 (Davis e Black, 1994).

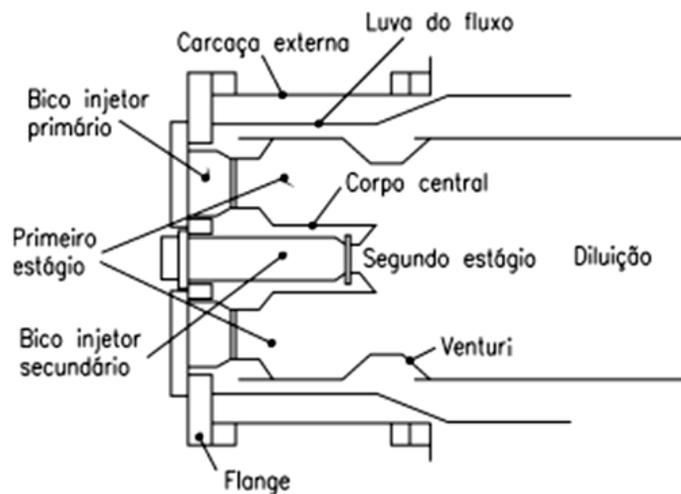


Figura 3.2 – Esquema da câmara de combustão (adaptado de Davis e Black, 1994).

Essa câmara de combustão opera em modos distintos para diferentes faixas de carregamento, conforme ilustra a Figura 3.3. Da ignição a 20% da carga o combustor opera no modo primário, onde combustível é injetado nos bicos primários (radiais) e a chama é eminentemente difusiva, sem muito excesso de ar. Cabe lembrar que neste modo, a massa de combustível queimado é reduzida e, portanto as emissões, em termos quantitativos também o são. No segundo modo de operação, de 20 a 50% de carga, ocorre queima nos combustores primários e no piloto. Este modo é dito *lean-lean*, e as proporções sugeridas

para a injeção de combustível indicam 70% nos injetores primários (radiais) e 30% no secundário (piloto). Em elevados regimes de carga (50 a 100 %) a operação é eminentemente no modo pré-misturado. Neste caso, mais de 80% do combustível é injetado nos bicos primários e o restante no bico piloto (secundário). Neste caso, a região primária da câmara de combustão opera como volume de mistura para o ar e o combustível gasoso. Neste regime, onde uma grande massa de combustível é queimada, a câmara opera no modo mais satisfatório para reduzir as emissões de NOx. Naturalmente, entre modos de operação observa-se uma fase de transição. Esta fase está ilustrada na Fig. 3.3, onde, por alguns instantes, todo o combustível será injetado no queimador secundário.

Com base nesta tecnologia, decidiu-se projetar uma câmara de combustão similar, mas de baixo grau de complexidade. Assim, os diversos componentes da câmara devem ser dimensionados e qualificados de sorte a permitir que a microturbina opere de forma estável e com baixos níveis de poluentes (NOx e CO).

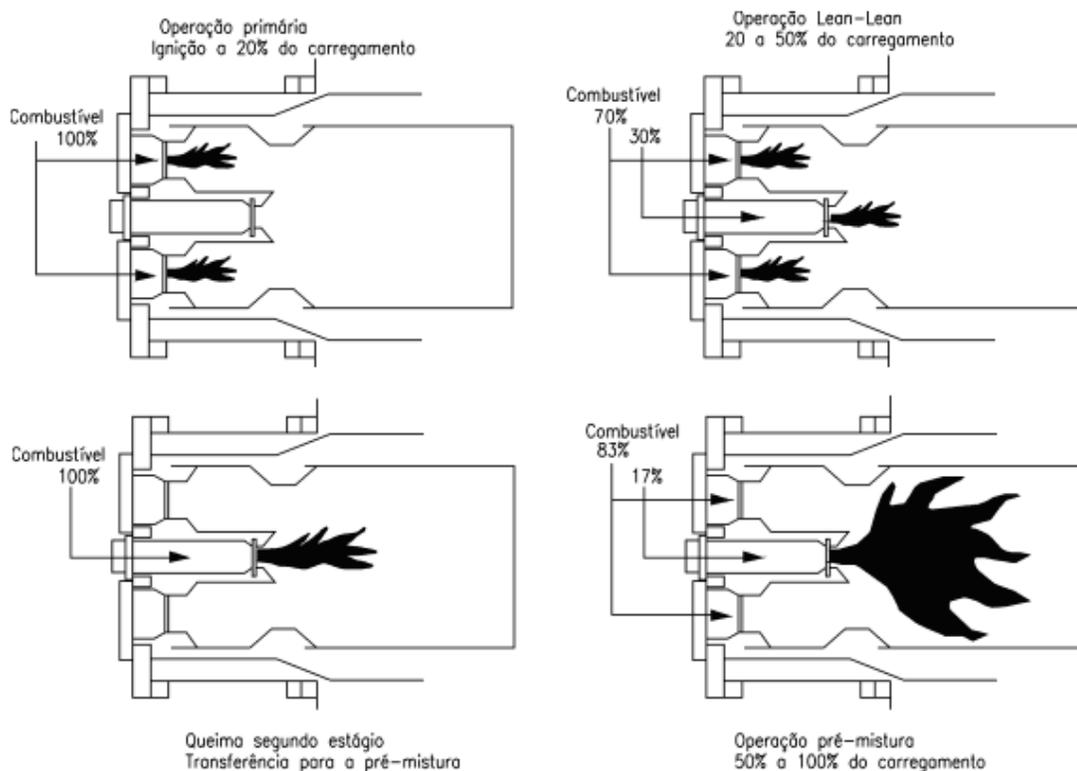


Figura 3.3 – Modos de Operação (adaptado de Davis e Black, 1994).

3.2 – PROCEDIMENTO NO DESENVOLVIMENTO DO COMBUSTOR

O procedimento utilizado no projeto de um novo combustor pode ser descrito pelas seguintes etapas:

1. Elaboração do ciclo termodinâmico da bancada de microturbina. Os dados de trabalhos anteriores são usados como parâmetros de entrada na determinação das vazões de ar e de combustível aplicadas para os queimadores e ar de *By-Pass*.
2. Com base no ciclo termodinâmico, define-se o queimador primário, que deve ser capaz de operar no modo pobre (*lean-lean*) na faixa de carga correspondente. Este queimador deve operar de forma estável, num envelope pré-determinado, e servir de câmara de mistura quando a unidade operar com cargas elevadas. Este queimador deve incorporar o sistema de ignição.
3. Definição do queimador secundário (piloto) que deve ser capaz de sustentar toda a chama na fase de transição entre modos de operação. Este queimador é fundamental na estabilização da chama em todos os regimes acima de 20% de carga máxima da unidade. Optou-se por empregar alguma pré-mistura para facilitar a estabilização da chama quando este for o único a receber combustível.
4. Definição da câmara de combustão que sustente o regime de queima pré-misturado de forma estável e com baixo nível de emissões.
5. Definição da geometria de entrada do ar, do sistema de by-pass e da câmara de mistura seguido do acoplamento da câmara com turbina.
6. Dado aos valores elevados de vazão de ar, difíceis de serem obtidos em compressores radiais, a unidade de microturbina deveria também servir de bancada para se avaliar o desempenho da câmara de combustão. Assim, alguns elementos foram adicionados (instrumentação e controle) de forma a se avaliar os diferentes modos de operação.

3.3 – CICLO TERMODINÂMICO

A definição do ciclo termodinâmico foi o primeiro passo no desenvolvimento do combustor. Parâmetros identificados em trabalhos anteriores, como a composição típica do GLP – 0, foram utilizados como entradas de rotinas desenvolvidas com os programas *EES*

– *Engineering Equation Solver*, versão 6.407, *Gaseq – Chemical equilibria in perfect gases*, versão 0.76 e *CyclePad*, versão 2.0. Medidas médias de pressão, vazão e temperatura em alguns pontos da unidade também auxiliaram na reconstrução do ciclo.

O ciclo Brayton, também denominado ciclo de Joule, é o processo teórico dos motores de turbina a gás. A Figura 2.3 representa o esquema básico deste ciclo. Entre o estado 1 e o 2 o ar é comprimido de forma adiabática pelo compressor. Após a câmara de combustão, entre os estados 2 e 3, o ar se expande devido a adição de calor. Este processo ocorre à pressão quase constante. O ar aquecido pela combustão aciona uma turbina num processo teoricamente adiabático, definido pelos estados 3 e 4. Saindo da turbina, o ar troca calor com o ambiente em outro processo isobárico. Compressor e turbina são montados no mesmo eixo, de forma que parte do trabalho fornecido é usado no próprio processo de compressão. Teoricamente a expansão deve fornecer trabalho extra o suficiente para acionar um gerador elétrico, por exemplo. A Figura 3.4 representa, respectivamente, os diagramas de pressão versus volume específico e temperatura versus entropia de um ciclo Brayton teórico.

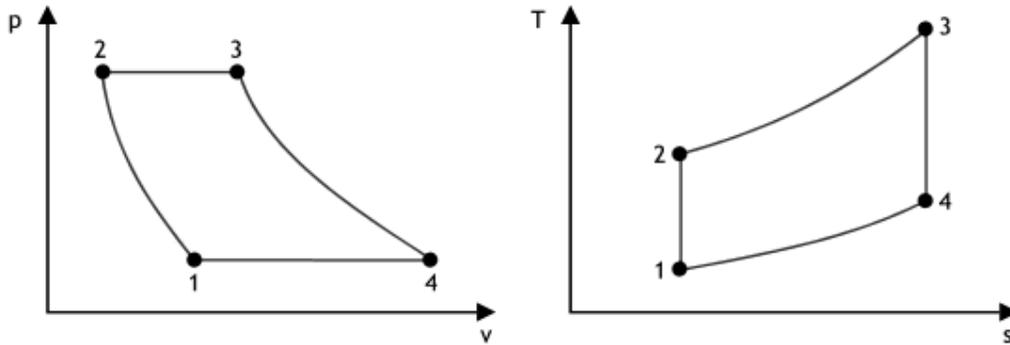


Figura 3.4 – Ciclo Brayton Teórico.

A eficiência do ciclo é dada por

$$\eta = 1 - \frac{T_4}{T_3} = 1 - \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\left(\frac{k-1}{k} \right)} \quad (3.1)$$

O resultado mostra que a eficiência teórica do ciclo de Brayton depende da razão de pressão do compressor e da razão de calores específicos do gás, k . A Figura 3.5 apresenta a

eficiência teórica do ciclo de Brayton como função da razão de pressão.

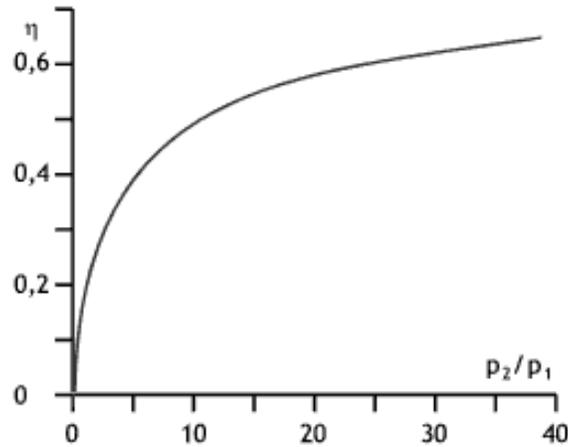


Figura 3.5 – Eficiência teórica do ciclo de Brayton.

A turbina a gás real difere do ciclo ideal devido às irreversibilidades nos processos de compressão e expansão e também a perda de carga do fluido na passagem pela câmara de combustão ou nos trocadores de calor. No diagrama T-S apresentado na Figura 3.6, os processos compressão e expansão isentrópica são representados, respectivamente por 1-2s e 3-4s, analogamente os processos reais são representados por 1-2 e 3-4. As eficiências do compressor e da turbina são definidas em relação aos processos isentrópicos, da seguinte forma:

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.2)$$

$$\eta_{turb} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4s}} \quad (3.3)$$

A bancada de microturbina é representada pelo diagrama de blocos apresentado na Figura 3.7. Com o estado termodinâmico de cada ponto do ciclo estabelecido, que compreende os pontos de 1 a 11, é possível proceder com o dimensionamento da câmara de combustão, representada no diagrama pelos elementos entre os pontos 3 ao 10.

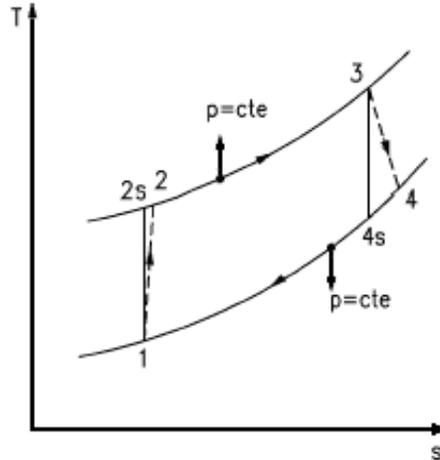


Figura 3.6 – Ciclo real de uma de turbina a gás.

As considerações sobre o estado de cada ponto e dos componentes foram definidos da seguinte maneira:

- **Ambiente:** Este bloco representa o ambiente, definindo as condições iniciais de operação.
- **Estado 1:** Definido pelas condições do ambiente, ou seja, pressão atmosférica, 90 kPa, e temperatura ambiente, 27 °C ou 300 K.
- **Compressor:** Simplificado em um processo adiabático e não isentrópico, cuja eficiência isentrópica é assumida como 70% e razão de pressão igual a 2 e a vazão mássica máxima disponibilizada pelo compressor é de 0,40 kg/s, valor baseado em trabalhos anteriores.
- **Estado 2:** Com as considerações anteriores este ponto é caracterizado pelas seguintes equações:

$$\frac{T_{2s}}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.4)$$

$$\eta_{comp} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \quad (3.5)$$

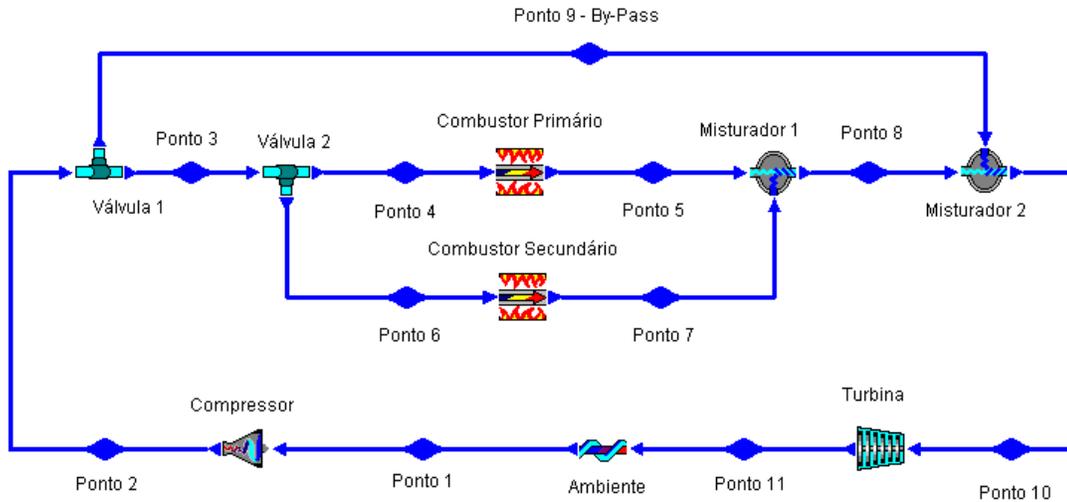


Figura 3.7 – Diagrama de blocos do ciclo termodinâmico da bancada de microturbina.

A partir deste ponto inicia-se a descrição dos componentes e dos processos no combustor.

- **Válvula 1:** Este componente distribui o fluxo de ar proveniente do compressor entre os componentes da câmara de combustão a pressão constante. Parte do ar é desviada para realizar a resfriamento das paredes dos combustores, conhecido como ar de *By-Pass*, este fluxo será utilizado mais adiante na zona de diluição dos produtos da combustão.
- **Estados 3 e 9:** Estes estados estão à mesma pressão e temperatura que o estado 2, o que os distingue é o fluxo mássico definido pela válvula 1, equacionado da seguinte maneira:

$$V_1 = \frac{\dot{m}_{ar,9}}{\dot{m}_{ar,2}} \quad (3.6)$$

$$\dot{m}_{ar,2} = \dot{m}_{ar,3} + \dot{m}_{ar,9} \quad (3.7)$$

- **Válvula 2:** Não sendo uma válvula propriamente dita, este componente representa a distribuição de ar entre os queimadores, seis radialmente distribuídos, que juntos compõem o combustor primário e um piloto central, denominado combustor secundário. Os sete queimadores possuem geometria idêntica, ou seja, apresentam a

mesma resistência ao escoamento, desta forma o fluxo de ar é considerado similar para todos os combustores.

- **Estados 4 e 6:** De forma análoga aos estados 3 e 9, estes diferem apenas pelo fluxo mássico, que pode ser representado da seguinte forma:

$$\dot{m}_{ar,4} = \frac{6}{7} \dot{m}_{ar,3} \quad (3.8)$$

$$\dot{m}_{ar,6} = \frac{1}{7} \dot{m}_{ar,3} \quad (3.9)$$

- **Combustor Primário e Combustor Secundário:** A temperatura dos produtos da combustão é função da razão de equivalência global, ou seja, a razão entre as vazões de ar e combustível, entretanto, o fluxo de combustível injetado em cada combustor é desprezível, quando comparado ao fluxo de ar. Desta forma, considera-se o processo como adiabático onde apenas a temperatura é a propriedade termodinâmica alterada. O gráfico apresentado na Figura 3.8, realizado com o auxílio do programa *Gaseq (Chemical equilibria in Perfect Gases)*, versão 0.76, apresenta a temperatura da chama adiabática (ar e GLP), como função da razão de equivalência global, utilizando a composição de combustível apresentado no Anexo 1 e desconsiderando efeitos de dissociação.
- **Estados 5 e 7:** Considerando uma mistura pobre com razão de equivalência igual a 0,70 em ambos os queimadores, a temperatura máxima nestes estados é da ordem de 2002 K. Se for necessário trabalhar com razões de equivalência distintas em cada combustor, este parâmetro necessita ser ajustado.
- **Misturador 1:** Este componente representa a região onde os gases provenientes dos queimadores se encontram.

Razão de Equivalência Global x Temperatura de Chama Adiabática

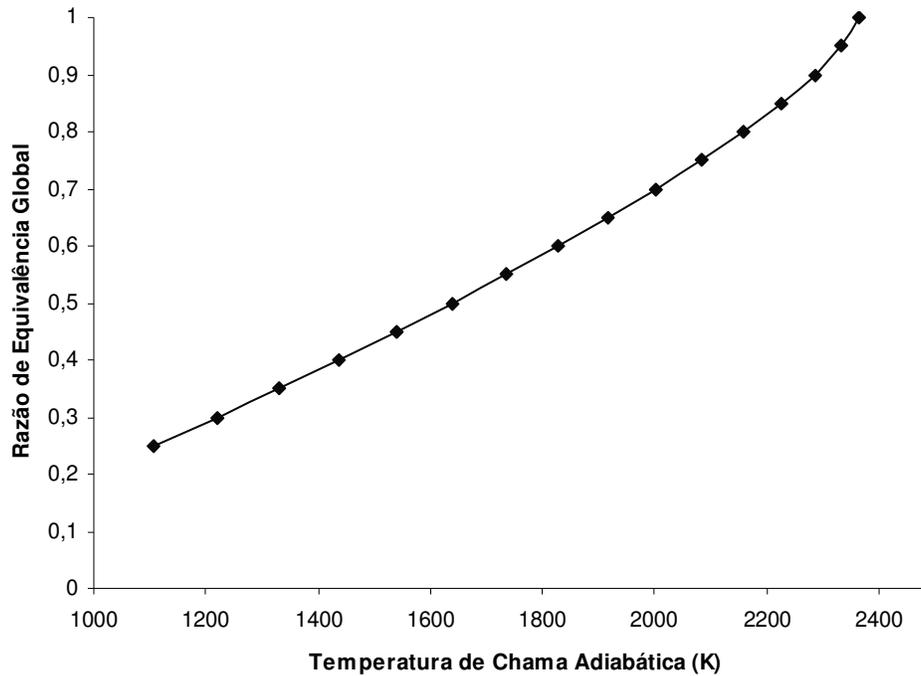


Figura 3.8 – Temperatura da chama adiabática do GLP.

- **Estado 8:** Como os processos anteriores a este ponto são todos isobáricos a pressão neste ponto é igual ao do estado 2. O estado fica definido pela entalpia, utilizando as equações de conservação de massa e de energia, de acordo com as seguintes formulas:

$$\dot{m}_{ar,8} = \dot{m}_{ar,5} + \dot{m}_{ar,7} \quad (3.10)$$

$$h_8 = \frac{\dot{m}_{ar,5}h_5 + \dot{m}_{ar,7}h_7}{\dot{m}_{ar,8}} \quad (3.11)$$

- **Misturador 2:** Análogo ao misturador 1, este componente representa a zona de diluição, promovendo a mistura dos gases de combustão com o ar proveniente do *By-Pass*.
- **Estado 10:** Este define a temperatura máxima dos gases que entram na turbina. Esta restrição ocorre devido a critérios construtivos da turbina e seus componentes.

Assim a temperatura máxima aceitável foi tomada como 950 °C ou 1223 K. Com esta propriedade definida é possível proceder com o balanço de massa e energia e desta forma determinar a vazão mássica que passa em cada linha. A formulação utilizada é a seguinte:

$$\dot{m}_{ar,10} = \dot{m}_{ar,8} + \dot{m}_{ar,9} \quad (3.12)$$

$$h_{10} = \frac{\dot{m}_{ar,8}h_8 + \dot{m}_{ar,9}h_9}{\dot{m}_{ar,10}} \quad (3.13)$$

- **Turbina:** Este componente é simplificado em um processo adiabático e irreversível, com eficiência isentrópica de 85%.
- **Estado 11:** Fechando o ciclo, este estado é definido pela pressão atmosférica e temperatura, através das seguintes equações:

$$\frac{T_{10}}{T_{11s}} = \left(\frac{P_{10}}{P_{11}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (3.14)$$

$$\eta_{turb} = \frac{T_{10} - T_{11}}{T_{10} - T_{11s}} \quad (3.15)$$

Com todos os estado do ciclo definidos é possível realizar as seguintes análises:

- Trabalho demandado pelo compressor:

$$W_{comp} = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} C_p (T_2 - T_1) \quad (3.16)$$

- Trabalho de fornecido pela turbina:

$$W_{Turb} = \dot{m}_{ar} \Delta h = \dot{m}_{ar} C_p (T_{11} - T_{10}) \quad (3.17)$$

- Trabalho líquido do ciclo:

$$W_{liq} = W_{turb} - W_{comp} \quad (3.18)$$

- Calor fornecido ao sistema:

$$Q_f = \dot{m}_{ar}(h_{10} - h_2) \quad (3.19)$$

- Calor cedido pelo sistema:

$$Q_c = \dot{m}_{ar}(h_{11} - h_1) \quad (3.20)$$

- Eficiência do ciclo:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{liq}}{Q_f} \quad (3.21)$$

Uma rotina desenvolvida para o programa *EES - Engineering Equation Solver* foi utilizada para construir uma tabela que apresente todos os parâmetros do ciclo de acordo com os modos de operação propostos para o combustor DLN-1 da GE. A rotina e a tabela são apresentadas no Anexo 2. A Tabela 3.2 apresenta os resultados as vazões de ar e combustível obtidos para diversas razões de equivalência.

Tabela 3.2 – Vazões de Ar e Combustível para diversos modos de operação.

Razão de Equivalencia	Carga	Vazão de Ar Primário	Vazão de Ar Secundário	Vazão de GLP Primário	Vazão de GLP Secundário
	(%)	(kg/s)	(kg/s)	(g/s)	(g/s)
0,55	20%	0,034	0,006	1,223	0,204
0,55	50%	0,084	0,014	3,058	0,510
0,55	100%	0,168	0,028	6,116	1,019
0,70	20%	0,034	0,006	1,557	0,260
0,70	50%	0,084	0,014	3,892	0,649
0,70	100%	0,168	0,028	7,784	1,297
0,85	20%	0,034	0,006	1,890	0,315
0,85	50%	0,084	0,014	4,726	0,788
0,85	100%	0,168	0,028	9,451	1,575

3.4 – PROJETO DO QUEIMADOR PRIMÁRIO

O uso de dispositivos que provocam o efeito rotacional ao escoamento é amplamente utilizado para a estabilização da chama em processos de combustão cujas aplicações incluem queimadores de termoelétricas, combustores de turbinas a gás, motores de combustão interna entre outros. Os mecanismos e benefícios da ancoragem da chama por escoamentos rotacionais são bem documentados e dependem, principalmente, da formação de uma zona de recirculação toroidal central, que promove a recirculação de calor e espécies químicas ativas para a base da chama.

Quando um movimento rotacional é transmitido a um fluido que escoar por um duto, uma componente tangencial é adicionada às componentes de velocidade radial e axial do escoamento não rotativo. O efeito rotacional do escoamento resulta no surgimento de gradientes de pressão axial e radial, alterando o perfil de velocidade do fluxo. No caso de intensa rotacionalidade do escoamento, o gradiente de pressão axial adverso é suficientemente grande para promover um fluxo reverso ao longo do eixo, gerando uma zona de recirculação. A Figura 3.9 ilustra esse processo.

A ancoragem da chama ocorre em uma região onde a velocidade do escoamento e a velocidade de propagação da chama turbulenta, com o auxílio da recirculação de calor e de espécies químicas ativas, são equiparadas. Esse processo ocorre da seguinte maneira:

- O fluxo rotacional causa um gradiente de pressão radial natural devido ao termo w^2/r , onde w representa a velocidade tangencial do escoamento e r o raio.
- A expansão após a extremidade de saída causa um decaimento axial da velocidade tangencial e, conseqüentemente, do gradiente de pressão radial.
- O decaimento axial do gradiente de pressão radial causa um gradiente negativo de pressão axial localizado na região do eixo de simetria induzindo um fluxo reverso, formando a zona de recirculação central (CRZ).
- A zona de recirculação central (CRZ), dessa forma, depende da redução da velocidade tangencial que ocorre à medida que o fluxo rotacional se expande.

O perfil de velocidade tangencial cria um gradiente de pressão centrífugo próximo ao eixo de simetria. O decaimento da velocidade tangencial causa o decaimento da distribuição do gradiente de pressão centrífugo na direção axial, assim, um gradiente de pressão axial adverso é formado na região central, gerando um fluxo reverso.

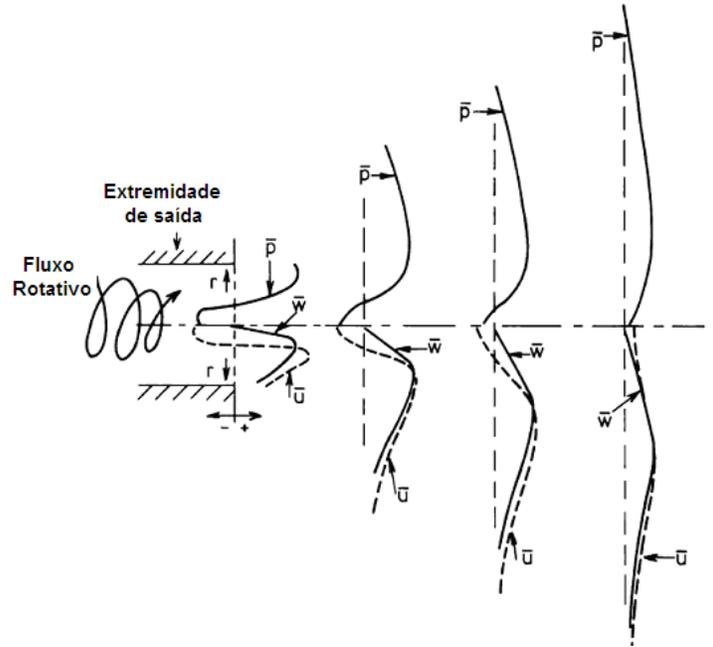


Figura 3.9 – Diagrama esquemático do principal processo para a formação da zona central de recirculação presente em escoamentos rotacionais (adaptado de Syred, 2006).

A quantidade de momento angular G_t e de momentum linear G_x deve ser conservada e para escoamentos rotacionais ambos podem ser descritos como:

$$G_t = \int_0^R 2\pi U_x U_t \rho r^2 dr = const. \quad (3.22)$$

$$G_x = \int_0^R 2\pi U_x \rho r dr + \int_0^R 2\pi P r dr = const. \quad (3.23)$$

onde U_x , U_t e P são os componentes de velocidade axial e tangencial e a pressão estática, respectivamente. Um parâmetro adimensional, baseado no momentum do fluxo, foi sugerido como critério de intensidade de rotacionalidade, visto que a intensidade dos momentos linear e angular se tornam uma característica aerodinâmica do jato rotacional. O

número de *swirl* é definido como:

$$S = \frac{G_t}{G_x R} \quad (3.24)$$

onde R é o raio da extremidade de saída do fluxo.

Dispositivos que utilizam a rotação do escoamento para promover a ancoragem da chama recebem o nome de *swirler*. De forma geral, o efeito rotacional do escoamento pode ser obtido por uma entrada tangencial do mesmo em um duto cilíndrico ou pelo uso de pás direcionais. O uso de pás direcionais, Figura 3.10, permite que a equação do momentum angular seja escrita da seguinte maneira:

$$G_t = \int_{R_h}^R 2\pi U_x U_t \rho r^2 dr \quad (3.25)$$

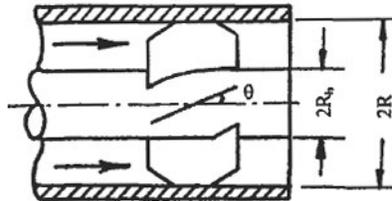


Figura 3.10 – Pás direcionais usadas para promover a rotação do escoamento (adaptado de El- Mahallawy e Habik, 2002).

Para pás muito finas, com corda constante e ângulo de *swirl* θ , e com a condição de que a distribuição de velocidade seja uniforme em toda a seção transversal do tubo, a equação (3.25) reduz a:

$$G_t = 2\pi\rho U_0^2 \tan \theta \frac{R^3 - R_h^3}{3} \quad (3.26)$$

Introduzindo o momentum linear:

$$G_x = \pi\rho U_0^2 (R^2 - R_h^2) \quad (3.27)$$

É possível reescrever a equação do momentum angular da seguinte forma:

$$G_t = G_x \tan \theta R \frac{2}{3} \frac{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^3}{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^2} \quad (3.28)$$

O número de *swirl* é obtido substituindo o termo de momentum angular acima na equação (3.24), resultando em:

$$S = \frac{G_t}{G_x R} = \frac{2}{3} \left(\frac{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^3}{1 - \left(\frac{R_h}{R}\right)^2} \right) \tan \theta \quad (3.29)$$

Seleção de Swirler e Injetores de Combustível

Após os cálculos preliminares, uma vez definido os níveis de vazão mássica que os queimadores radiais deveram operar no modo *lean-lean*. Nesta definição, faz-se necessário o emprego da curva de eficiência do compressor da unidade de microturbina, Figura 3.11, e a estratégia de operação dos queimadores. Para uma razão de pressão elevada e com desempenho no processo de compressão superior a 70%, o fluxo mássico máximo seria da ordem de 500 g/s. Deste total, apenas uma parte é dirigida aos queimadores, o restante do ar é desviado. Admitiu-se que metade do ar será desviada, ar de *By-Pass*, num cenário conservador. Portanto, no modo *lean-lean*, assumiu-se que cada queimador deve abrigar o correspondente a 250/7 ~ 35 g/s. Tais queimadores devem ser projetados para garantir a estabilidade da queima, neste regime extremo. Com base nestes números, empregou-se o código *CHEMKIN* 4.0 para se avaliar o volume mínimo da câmara de combustão que permita sustentar uma chama com excesso de ar, ancorada por um *swirler*.

Na definição do volume dos queimadores radiais bem como das dimensões dos *swirlers*, foi considerado então que os *swirlers* deveriam empregar elementos dimensionais próximos da câmara LPP anterior (Cruz, 2006). Tal decisão se baseou no bom desempenho e na experiência obtida na operação desta câmara. Optou-se, desta forma, por manter as

dimensões características dos *swirlers*, ajustando apenas a angulação das pás. O diâmetro externo foi, então, mantido em 24,5 mm, com o diâmetro do centro em 10 mm. A largura do *swirler* foi estabelecida em 10 mm com espessura de pás, seis ao todo, de 2 mm.

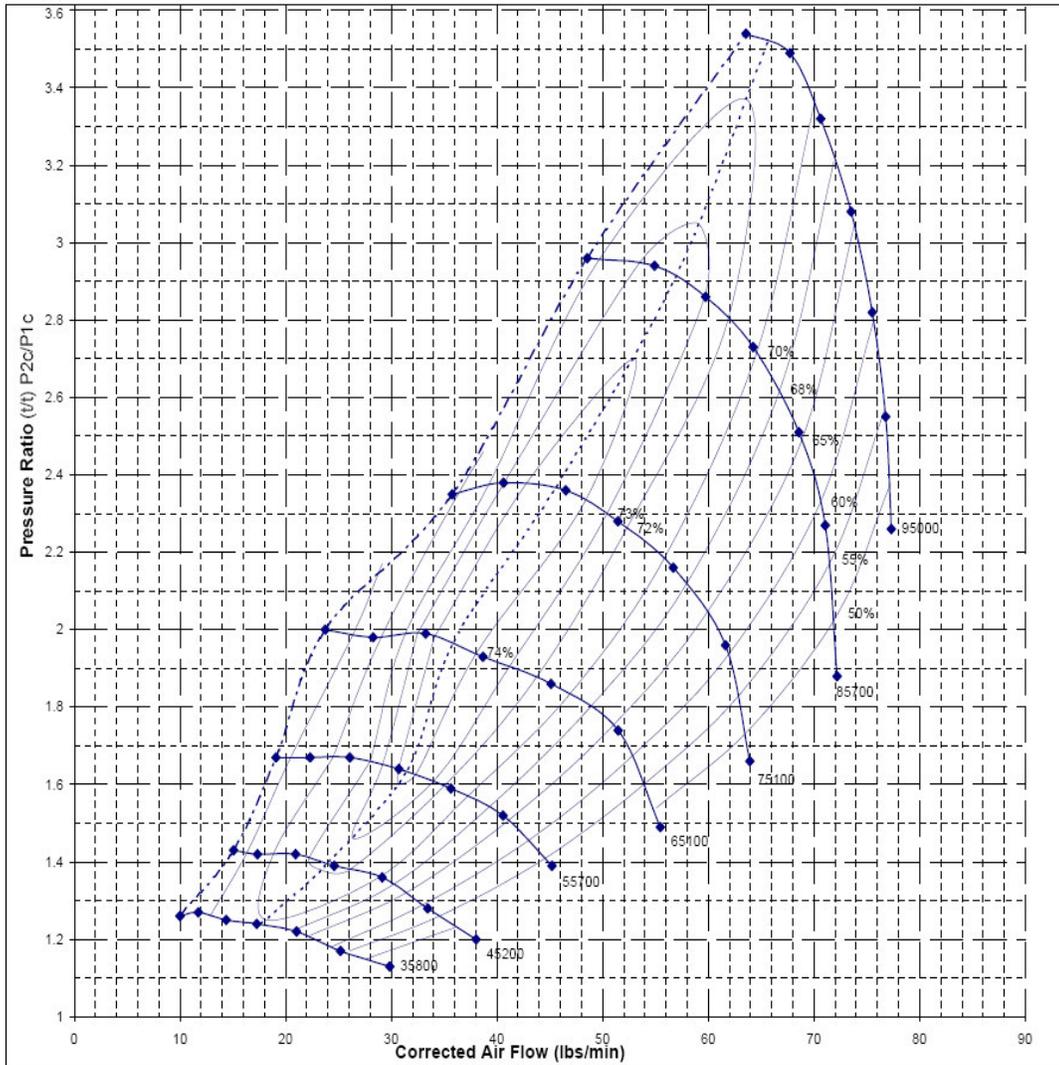


Figura 3.11 – Mapa do compressor da unidade de microturbina (Honeywell).

De acordo com a literatura, quanto maior o número de *Swirl*, maior será a zona recirculação e conseqüentemente a região de ancoragem de chama. Entretanto o aumento excessivo da angulação das pás aumenta a restrição ao escoamento, acarretando maior perda de carga no combustor. Valores típicos de número *Swirl* usados em combustores variam de 0,6 a 1,5. A Figura 3.12 apresenta valores de ângulo das pás em função do número de *swirl* considerando as dimensões definidas anteriormente e aplicando a equação

(3.29).

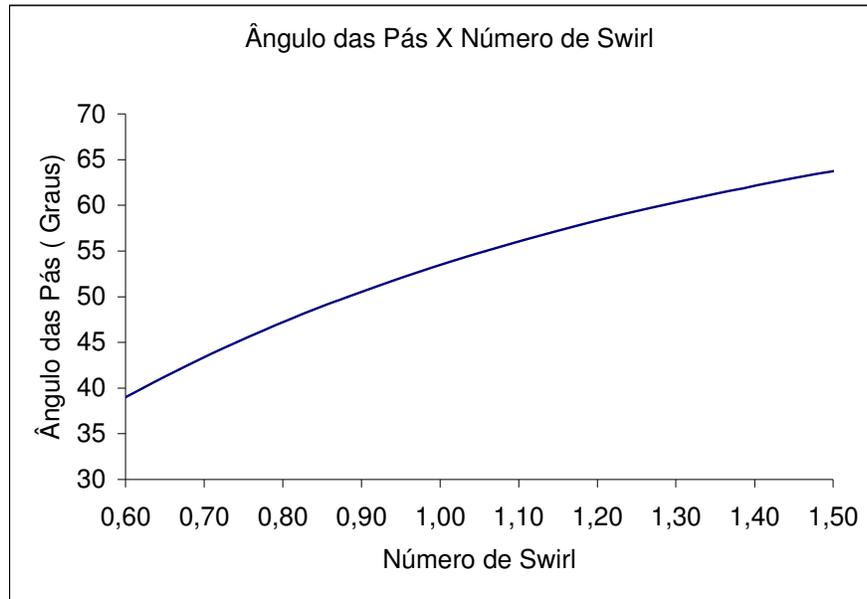


Figura 3.12 – Gráfico do ângulo das pás em função do número de *Swirl*.

Opto-se pelos ângulos de 45° e 60°, com número de *Swirl* de 0,741 e 1,283, respectivamente, para avaliar experimentalmente o desempenho da ancoragem de chama e os níveis de perda de carga. Foram construídos, com base nas dimensões pré-estabelecidas e nestes ângulos os elementos de ancoragem da chama que pode ser vistos na Figura 3.13.

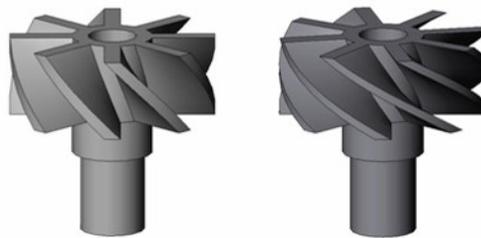


Figura 3.13 – *Swirlers* de 45°, e 60°, respectivamente.

A injeção de combustível na versão anterior do combustor era realizada por meio de furos de 1 mm de diâmetro perfurados radialmente no eixo, na entrada das pás dos *swirlers*. Neste trabalho, optou-se por realizar a injeção, em diversos ângulos e configuração, na parte final do *swirler*, conforme mostra a Fig. 3.14. Nos experimentos de caracterização dos *swirlers*, foi verificada, a influência do ângulo de injeção de combustível na

estabilidade da queima. A variação do ângulo de injeção, em relação ao escoamento, foi realizada por meio de injetores de 30°, 60° e 90° acoplados aos *swirlers*. A Figura 3.14 apresenta a foto de um injetor de 30° montado em um *swirler* de 60°



Figura 3.14 – Injetor de 30° montado em um *swirler* de 60°.

Queimadores radiais

Iniciou-se o projeto da câmara dimensionando-se os queimadores radiais ou primários. Estes são responsáveis pela operação da unidade em regimes de baixa carga, operando no modo pobre. Neste caso, o parâmetro principal de projeto, vinculado à estabilidade da queima, é o limite de extinção. Na avaliação dos limites de extinção, num combustor cilíndrico com *swirler* empregou-se o código CEHMKIN 4.0. Para tal, aplicou-se um mecanismo baseado na queima do propano (Konnov, 1998) com 127 espécies químicas e 1207 reações elementares. Admitiu-se que a composição do GLP era em base volumétrica 1% CH₄, 35% C₃H₆, 63% C₃H₈ e 1% C₄H₈.

Nos cálculos do combustor empregou-se a rotina específica para reatores bem misturados com recirculação. A Figura 3.15 apresenta a janela do código onde se observa a cadeia de reatores e detalhes do projeto. O reator tipo PSR central foi colocado de forma a permitir se testar recirculação de gases quentes, replicando fisicamente o efeito *swirl*. Para um dado volume de câmara, verificou-se a existência de chama com razão de equivalência de 0,5.

O volume de cada queimador foi previamente escolhido a partir das

dimensões do combustor primário da câmara anterior (Cruz, 2006) e das dimensões de tubos de aço inoxidável comerciais. Escolheu-se um tubo com 2” de diâmetro onde, numa das faces foi posicionado o *swirler*. Este tubo, também deve ser capaz de receber o sistema de ignição, composto por uma vela automotiva. Diâmetros menores seriam desejáveis, mas imporiam desafios tecnológicos para a construção e montagem na turbina.

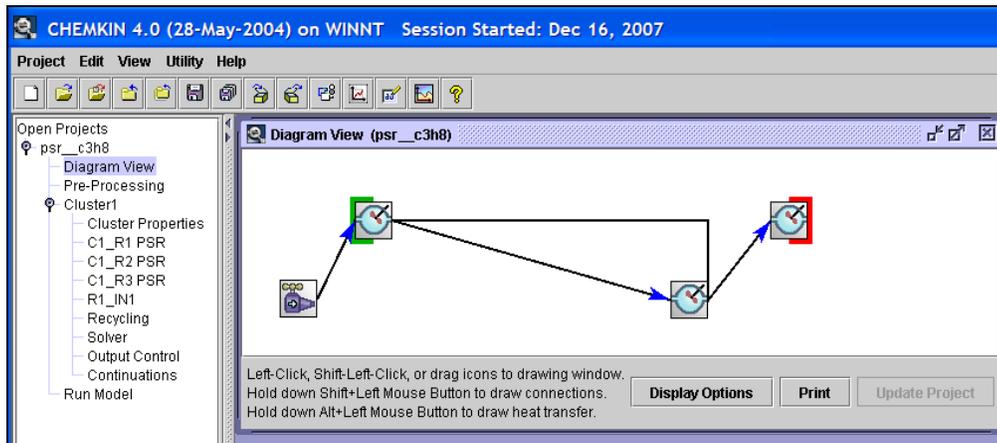


Figura 3.15 – Janela do código *CHEMKIN* utilizada no dimensionamento do queimadores radiais.

Uma vez definido o diâmetro, o volume do queimador será função única do comprimento do mesmo. Alguns comprimentos foram testados tanto no código CHEMKIN quanto experimentalmente. Devido a características construtivas considerou-se que o queimador abrigasse apenas parte da chama, com o restante da queima ocorrendo num volume fora dos queimadores. Desta forma, reduz-se o estresse térmico no queimador bem como perdas de carga no escoamento.

Um tubo de chama com comprimento de 125 mm, implica num volume do queimador de aproximadamente 253 cm^3 . No código CHEMKIN, o volume total de um queimador foi limitado em 160 cm^3 . Verificou-se que tal volume seria suficiente para sustentar parte da chama no interior do mesmo. Para uma vazão de ar e combustível de 35 g/s, com razão de equivalência de 0,5, os gases saem do queimador a, aproximadamente, 1580 K, após 1,5 ms de tempo de residência. As emissões de CO e NO foram de 2300 e 2,34 ppm, respectivamente. A pressão no interior do queimador foi estabelecida em 1,5 bar e 5% dos gases do reator 2 foram recirculados para o reator 1.

A utilização de uma modelagem simplificada do queimador possibilitou uma

rápida convergência do código computacional. As informações obtidas a partir dessas simulações permitiram considerar que o volume do queimador abriga o fluxo de reagentes desejados. Algumas providências, contudo, devem ser tomadas no sentido de se diminuir as emissões de CO. Neste caso, pode-se alterar a razão de equivalência, aumentar o tempo de residência, ou se aplicar ambas as técnicas para a redução do nível de CO.

Caracterização Experimental dos Queimadores Radiais

Os experimentos foram realizados com o objetivo de se verificar o comportamento de um queimador quanto à ignição e estabilização, para um dado número de *swirl*, em diferentes fluxos de reagentes, ângulo de injeção de combustível e ângulo das pás do *swirler*. Os experimentos tiveram como base as vazões de ar e combustível apresentadas na Tabela 3.2. A bancada experimental para avaliação dos queimadores, representada na Figura 3.16, consiste em uma estrutura onde o combustor é apoiado, uma linha de ar e outra de GLP. A linha de ar é composta por um ventilador radial, controlado por um regulador de frequência, um registro e um rotâmetro. Dado que as vazões de GLP são muito pequenas, optou-se por uma balança acoplada a um computador para se estimar o consumo de gás combustível.

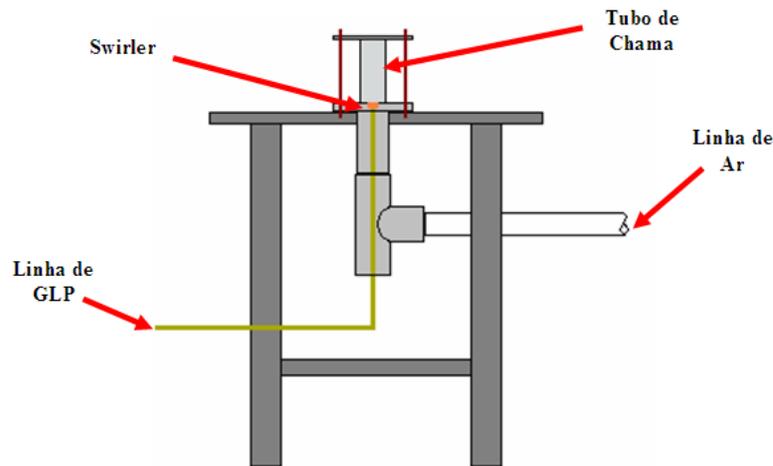


Figura 3.16 – Bancada para testes dos queimadores.

A linha de GLP, Figura 3.17, é composta por dois recipientes de GLP, um de 4 kg e outro de 45 kg, que são interligados. Cada recipiente possui uma válvula e um manômetro acoplados. Uma válvula reguladora de pressão, instalada na linha, é usada para o ajuste da

vazão. O recipiente de menor volume é instalado em uma balança de forma que a variação de massa indicada na balança por unidade de tempo corresponde a vazão utilizada na bancada. O computador realiza a medição e retorna com o valor da vazão mássica em tempo real.

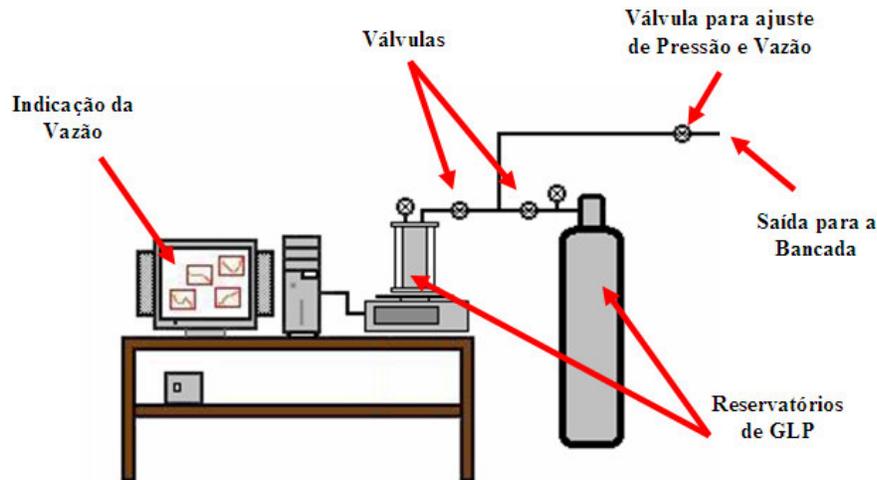


Figura 3.17 – Medição de vazão na linha de GLP.

Antes de proceder com os testes, tubos de quartzo foram utilizados no lugar do tubo de chama de aço inoxidável, com o objetivo de visualizar o processo reativo, compreendendo melhor os mecanismos de ancoragem de chama. A Figura 3.18 apresenta formas de ancoragem de chama, interna e externa, com o uso de *swirlers*. Observa-se o comportamento da chama na medida em que se aumenta o fluxo de ar e combustível. Fica claro que o volume externo do queimador completa o processo reativo caso o tempo de residência no interior do tubo de chama seja insuficiente. Este comportamento foi considerado no projeto do combustor da câmara LPP, de forma que a região de queima primária dispõe de um volume extra, após os queimadores para finalizar o processo de oxidação.

Na caracterização do *swirler*, limitou-se apenas ao uso do injetor de 90°, variando o ângulo das pás e na caracterização do injetor, restringiu-se ao uso do *swirler* de 60°. Procedendo da seguinte forma:

- Monta-se um *swirler* e um injetor na bancada;
- Ajustam-se as vazões de ar e combustível baseando nos dados na Tabela 3.2,

mantendo-se a razão de equivalência em torno de 0,7;

- Realiza-se a ignição do queimador, aguardando por dois minutos, após o sistema estabilizar, realiza-se a análise de gases e fotografa-se o queimador, anotando-se comentários referentes a estabilidade da chama;
- Fecham-se as válvulas da linha de gás sem alterar a válvula reguladora de vazão de combustível e desligar o ventilador radial sem alterar o ajuste do rotâmetro. Desta forma, quando a recipiente de GLP o e o ventilador forem acionados, as vazões de ar e combustível não serão alteradas;
- Realiza-se o rodízio dos *swirler* e injetor de combustível até que todos os injetores e *swirlers* sejam testados para estas vazões ajustadas;
- Incrementam-se as vazões de ar e combustível, repetindo as etapas anteriores.

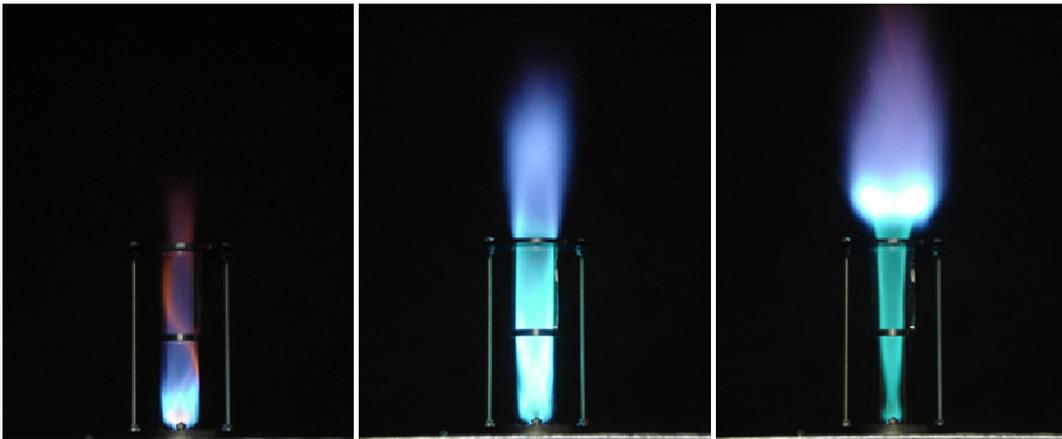


Figura 3.18 – Formas de ancoragem de chama com o uso de *swirlers*.

Os resultados de análise de gases não foram conclusivos, uma vez que parte da chama se posicionava fora do queimador. O mesmo procedimento foi realizado no Laboratório de Combustão e Propulsão – LCP do Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais – INPE substituindo-se o tubo de chama por um de 90 cm de comprimento. Nesta nova configuração a bancada operou em regime de combustão pulsante, inviabilizando novamente a análise de gases.

Com estes experimentos, observou-se que o *swirler* de 60° em conjunto com o injetor de combustível de 60° apresentou melhor desempenho no processo de ancoragem e

estabilização da chama. Estes, então foram empregados nos queimadores primários.

A Tabela 3.3, construída com o auxílio do código *CHEMKIN*, apresenta a influência do aumento do tempo de residência e da razão de equivalência nos níveis de CO e NO. Verifica-se que o nível de emissão de CO pode ser facilmente reduzido aumentando-se o tempo de residência dos gases na zona de queima primária. Este efeito foi considerado no projeto combustor, para a zona primária.

Tabela 3.3 – Influência da razão de equivalência e do tempo de residência na formação de poluentes.

Razão de equivalência	Volume (cm ³)	Temperatura (K)	CO (ppm)	NO (ppm)
0,5	160	1580	2300	2,34
0,6	160	1770	2243	12,13
0,7	160	1929	4122	38,95
0,8	160	2059	8329	93,00
0,5	350	1599	622	2,60
0,6	350	1591	705	13,28
0,7	350	1964	1642	46,00
0,8	350	2112	4201	129,00
0,5	2150	1606	148	2,70

3.5 – PROJETO DA CÂMARA DE COMBUSTÃO DLN-LPP.

A câmara de combustão foi projetada para operar em diferentes regimes, com destaque para a queima em pré-mistura quando o regime de carga da unidade de microturbina ultrapassa os 50%. Assim, duas regiões distintas devem ser projetadas e alguns meios e dispositivos devem ser incorporados de forma a se ter um equipamento com bom desempenho e um mínimo de confiabilidade. Pelas características operacionais do combustor, este deve incorporar um queimador piloto, que serve na transição entre regimes operacionais bem como para estabilizar a chama na região de queima pré-misturada, conforme operava a câmara anterior (Cruz, 2006).

O combustor foi idealizado para possuir uma parte móvel e outra fixa, com entradas independentes para o ar de combustão e de diluição, ajustáveis. Para estabelecer o comprimento do combustor, o tubo da carcaça da parte móvel é acoplado à flange da parte fixa com a utilização de um *o-ring*, responsável pela vedação dos gases. A Figura 3.19 ilustra o combustor LPP, com suas regiões principais. O Anexo 7 apresenta as dimensões e

detalhes dos componentes.

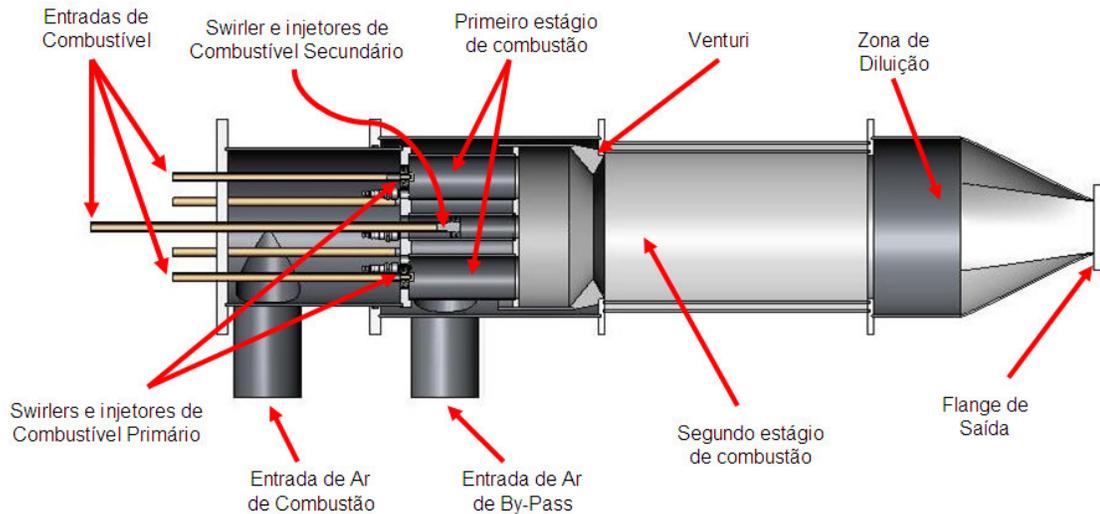


Figura 3.19 – Câmara de combustão DLN-LPP do LEA-UnB.

A parte móvel, destacada na Figura 3.20, abriga os queimadores primários, a linha de distribuição de gás combustível e o sistema de ignição. A parte fixa, onde se movimenta o conjunto de queimadores primários é ilustrada na Figura 3.21. Esta parte define a zona de queima em regime de pré-mistura e a zona de diluição do combustor. Na parte móvel, uma pré-câmara garante melhor a distribuição do ar entre os sete queimadores. As dimensões finais foram estabelecidas em função do número de queimadores primários radiais, com o queimador piloto no centro. É possível ajustar o comprimento total do combustor, permitindo assim, alterar o tempo de resistência do escoamento reativo bem como alterar a posição do bocal convergente divergente, início do queimador de pré-mistura, em relação aos queimadores primários e queimador piloto.

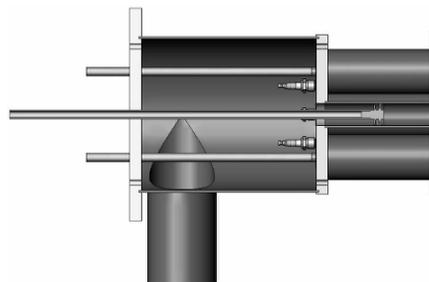


Figura 3.20 – Vista em corte da parte móvel do combustor DLN-LPP.

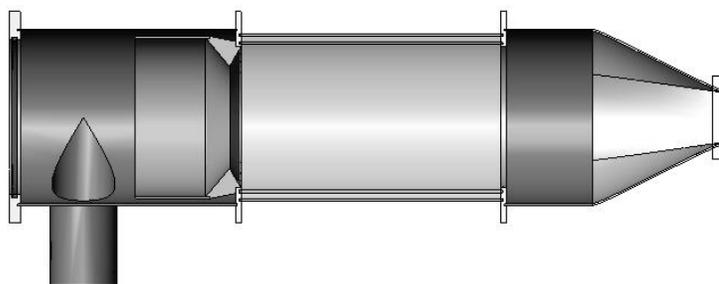


Figura 3.21 – Vista em corte da parte fixa do combustor DLN-LPP.

Zona de Primária

Esta região é composta de uma placa de distribuição de ar, por sete queimadores, do sistema de ignição e injeção de combustível. A zona primária se estende até o venturi, que caracteriza o início do queimador de pré-mistura. O volume adicional entre a saída dos queimadores radiais e a entrada do queimador de pré-mistura pode ser variado. Cabe lembrar, contudo, que o queimador de pré-mistura abriga o processo reativo, visto que o ar de diluição só entra em contato com os produtos da combustão no início da zona de diluição.

Zona de Queima de Pré-Mistura

Este queimador consiste de um tubo cilíndrico, com um venturi na entrada. Este serve para auxiliar a estabilização da chama e acelerar os gases de forma a diminuir a possibilidade de retorno de chama para os queimadores primários. As dimensões estabelecidas para o queimador em regime de pré-mistura, contabilizando o efeito do venturi evitam o retorno de chama para a zona primária. Na estimativa da velocidade de propagação da chama nas condições dadas pelo combustor de pré-mistura deve-se considerar o regime turbulento, no entanto esta consideração implica em um cálculo complexo. Conforme exposto por Yarasu (2005), chamas confinadas e pré-misturadas de hidrocarbonetos/ar apresentam uma proporção para a velocidade de propagação entre os regimes laminar e turbulento. O regime laminar por sua vez apresenta cálculo menos complexo que o turbulento. Para se determinar a velocidade de propagação da chama laminar empregou-se a metodologia sugerida em Turns (1996) para o cálculo.

$$S_L(T_u, P) = S_{L,ref} \left(\frac{T_u}{T_{u,ref}} \right)^\gamma \left(\frac{P}{P_{ref}} \right)^\beta \quad (3.30)$$

onde

$$S_{L,ref} = B_M + B_2 (\Phi - \Phi_M)^2 \quad (3.31)$$

As constantes acima são apresentadas na Tabela 1.1(Turns, 1996)

Tabela 3.4 – Constantes para o cálculo da velocidade de referência, (Turns, 1996).

Combustível	Φ_M	B_M (cm/s)	B_2 (cm/s)
Metanol	1,11	36,92	-140,51
Propano	1,08	34,22	-138,65
Isooctano	1,13	26,32	-84,72
RMFD-303	1,13	27,78	-78,34

No cálculo foram utilizados os seguintes valores, pressão da mistura de 1,5 atm, com temperatura de 380 K. A razão de equivalência empregada, considerando-se uma mistura de propano e ar, foi de 0,8. A velocidade de propagação da chama laminar, segundo esta metodologia é de 37,62 cm/s. Conforme Yarasu (2005) a velocidade de propagação da chama turbulenta é aproximadamente cinco vezes superior a chama laminar o que resulta em velocidade de 190 cm/s. Para que não ocorra retorno de chama a velocidade do escoamento dos gases não queimados, na garganta do venturi, deve ser superior a esta. Admitindo-se um fluxo mássico de mistura de 200 g/s a 380 K e 1,5 atm ($\rho = 1,41 \text{ kg/m}^3$), considerando o diâmetro da garganta do venturi de 11,5 cm, estimou-se a velocidade local do escoamento em, aproximadamente, 1400 cm/s. Este valor é inúmeras vezes superior a velocidade de propagação da chama turbulenta estimada. Desta forma, garante-se que para estas condições não haverá retorno de chama.

Zona de Diluição

Esta região é responsável pela mistura do ar de by-pass com os produtos da combustão. Nesta região, acomoda-se, também, o dispositivo que realiza a transição do queimador para a entrada da turbina.

4 – BANCADA EXPERIMENTAL E INSTRUMENTAÇÃO

4.1 – BANCADA EXPERIMENTAL

Uma estrutura metálica revestida com chapas de alumínio e montada sobre rodas é a base para os componentes que compõem a microturbina. Nesta estrutura estão instalados um turbocompressor e uma câmara de combustão DLN, considerados os principais componentes do sistema. Um circuito de óleo, válvulas para o controle do fluxo de combustível, sensores de pressão e temperatura, entre outros componentes também estão montados nesta mesma estrutura. Os principais componentes estão detalhados a seguir.

Turbocompressor

O turbocompressor é um equipamento composto por um par de rotores axiais, ligados em um único eixo, conforme apresentado na Figura 4.1. A turbina, no lado esquerdo da figura, converte a energia cinética proveniente dos gases quentes, gerados por uma câmara de combustão, em trabalho de eixo, que por sua vez é utilizado para acionar um rotor o qual tem a função comprimir o ar para a câmara de combustão. O turbocompressor utilizado na bancada é da marca Garrett, modelo TV-7704. Nos experimentos realizados neste trabalho, nenhuma carga útil foi adicionada ao sistema. Portanto, todo o trabalho realizado pela turbina é consumido pelo compressor e por atrito mecânico no eixo da unidade.

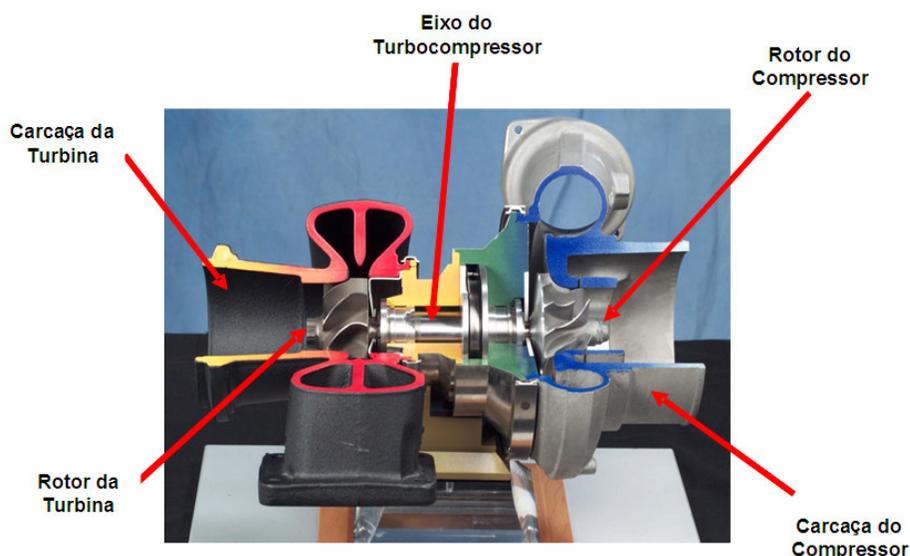


Figura 4.1 – Vista em corte de um turbocompressor.

Combustor DLN-LPP

O combustor empregado é apresentado na Figura 3.19. A câmara de combustão foi desenvolvida para operar em modos distintos dependendo do nível de carregamento na turbina. Até 20% da carga máxima o combustor opera no modo primário com combustível apenas nos injetores radiais e chama na zona primária, conforme ilustra a Figura 4.2.

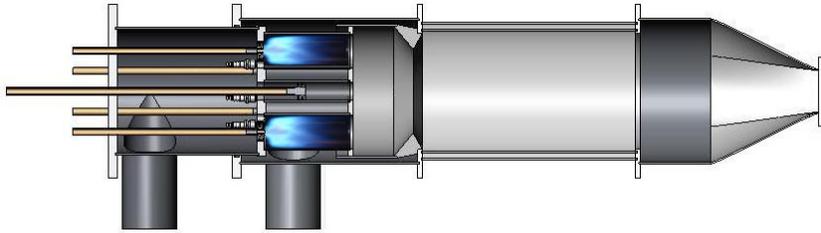


Figura 4.2 – Modo de operação primário (0 a 20% de carga).

No modo *lean-lean* o combustível é injetado nos combustores radiais e no piloto com as chamas ancoradas no primeiro e no segundo estágio de combustão, conforme ilustra a Figura 4.3. Este regime responde aos níveis de carga na unidade, entre 20 a 50%.

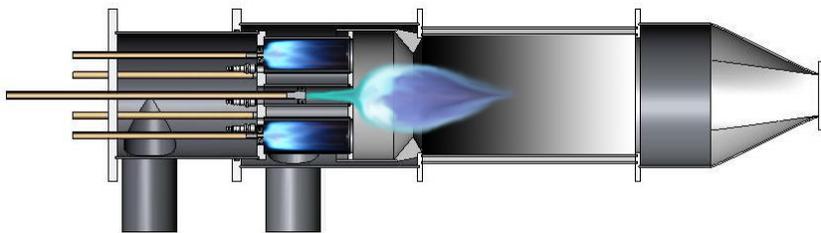


Figura 4.3 – Modo de operação *lean-lean* (20 a 50% de carga).

Quando o nível de carga é superior a 50% da carga máxima, o combustor DLN foi projetado para operar no modo eminentemente de pré-mistura. Conseqüentemente, o combustor deve ser capaz de realizar transição entre os regimes de operação. Na transferência para o modo pré-mistura, apresentado na Figura 4.4, o combustível é injetado apenas no combustor piloto e a chama ancorada apenas no segundo estágio. Este processo se dá com a substituição progressiva da injeção de gás dos combustores primários para o secundário. Num dado momento, todo o gás é injetado no queimador piloto promovendo a extinção da chama nos queimadores primários. A partir deste instante, as válvulas operam no modo inverso, liberando progressivamente, combustível nos queimadores primários e

reduzindo, correspondentemente, o gás no combustor secundário. Se a manobra for realizada com sucesso, a chama não retorna para os combustores primários que, neste regime, operam apenas como câmara de pré-mistura para o segundo estágio. A chama piloto deve ser mantida para estabilizar o queimador secundário (pré-misturado). O venturi auxilia neste processo, bem como acelera os gases misturados de sorte evitar o retorno de chama. A Figura 4.5, ilustra este regime de queima.

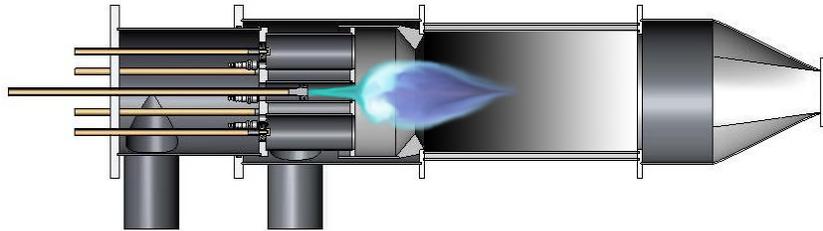


Figura 4.4 – Transição para o modo de pré-mistura.

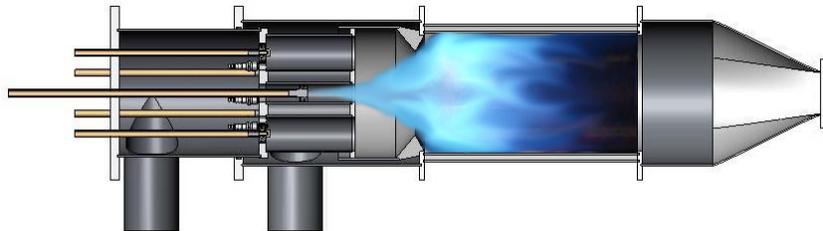


Figura 4.5 – Modo de operação pré-mistura (50 a 100% de carga).

Sistema de Lubrificação e Arrefecimento

O sistema de lubrificação tem como função arrefecer o mancal do rotor do conjunto turbocompressor e evitar contato entre as partes metálicas do conjunto. O sistema é composto por um reservatório de óleo, uma bomba de deslocamento positivo, um filtro, uma válvula reguladora de pressão, um trocador de calor compacto com ventilador associado e mangueiras resistentes à temperatura e alta pressão (Figura 4.6).

A bomba de óleo, acionada por um motor elétrico trifásico, é responsável por manter o fluxo contínuo de óleo no circuito. Para que a lubrificação ocorra de forma adequada é necessário ajustar a pressão máxima do óleo na entrada do mancal, evitando assim vazamentos nos retentores do mesmo. Isto é feito por uma válvula reguladora de pressão.

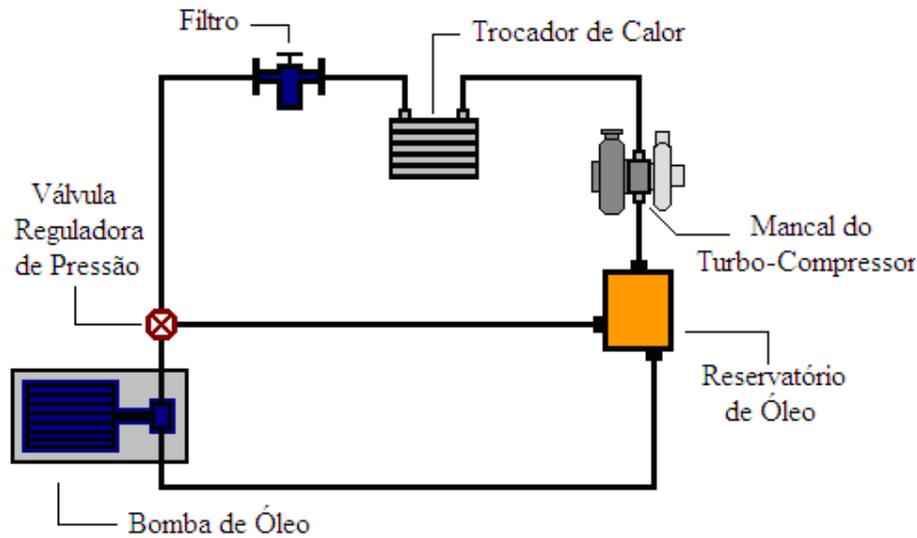


Figura 4.6 – Diagrama do sistema de lubrificação.

Sistema de Injeção de Combustível

O sistema de injeção de combustível é composto por duas linhas independentes. A primeira linha alimenta os seis injetores do combustor primário e a segunda linha alimenta o injetor do combustor secundário. Cada linha é composta por um reservatório de GLP, um filtro de combustível, uma válvula de segurança, uma válvula reguladora de pressão, um medidor de vazão, uma válvula reguladora de vazão controlada remotamente, mangueiras, conexões e sensores de pressão.

O reservatório de GLP, de 45 kg, é conectado, por meio de mangueiras, a um manômetro e uma válvula solenóide, tal válvula opera de forma independente do sistema de controle, sendo acionada em casos de emergência ou após a parada do sistema. O regulador de pressão reduz a pressão da linha de 9 para 2 atm, sendo acoplado à válvula de segurança e ao medidor de vazão. As válvulas de controle de fluxo, Figura 4.7, são do tipo solenóide, controladas por um sinal elétrico proveniente de um computador. Tais válvulas são responsáveis pelo controle da turbina sendo o último elemento utilizado na alimentação da microturbina, conforme apresentado na Figura 4.8.

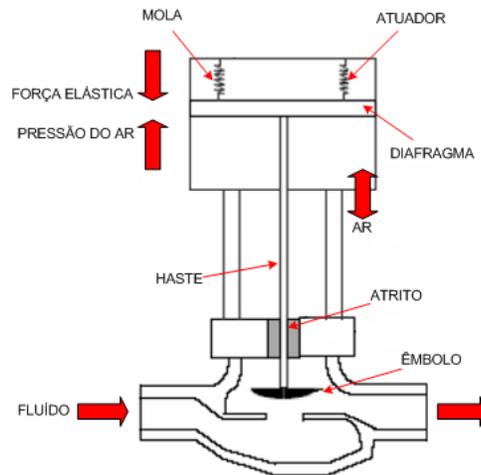


Figura 4.7 – Esquema ilustrativo da válvula solenóide (Merícia, 2006).

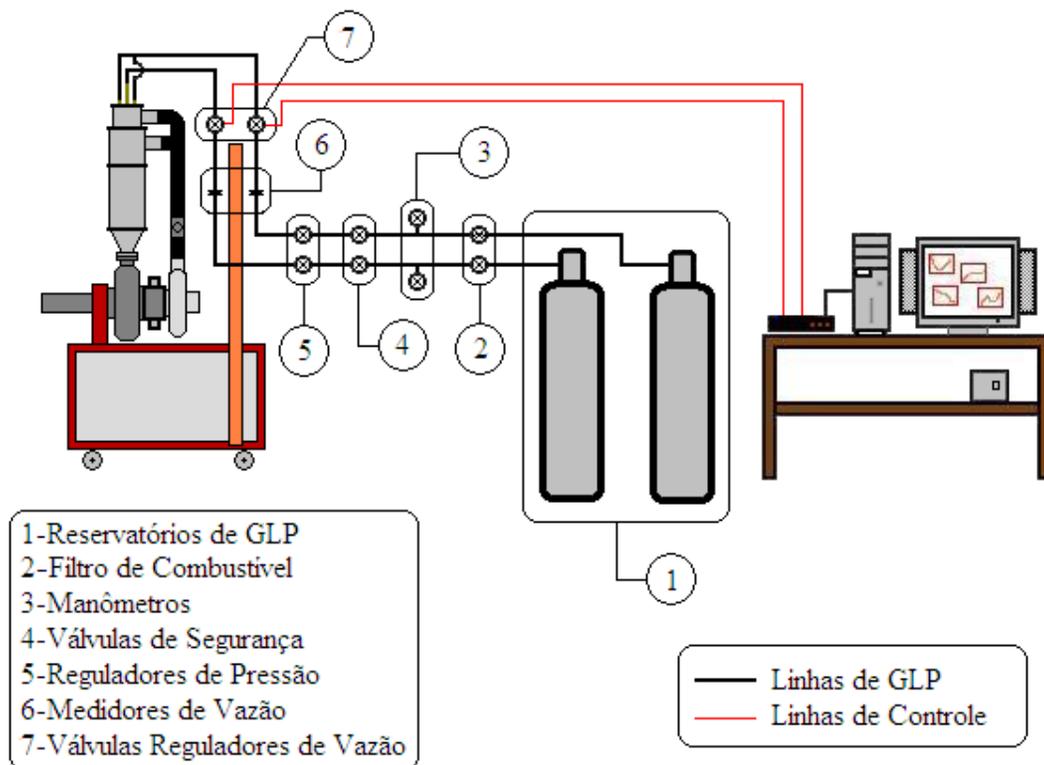


Figura 4.8 – Diagrama do sistema de injeção de combustível.

Controle do Ar de Combustão e By-Pass

A câmara de combustão apresenta entradas distintas para o ar destinado a combustão e o ar destinado à diluição. Esta configuração foi utilizada para possibilitar a instalação de medidores de vazão, que auxiliam na caracterização do regime de operação do combustor.

A linha de ar, apresentada na Figura 4.9, é composta por tubos de borracha resistentes a temperatura, um medidor de vazão do tipo turbina e uma válvula borboleta para o controle do fluxo. O ajuste da vazão destinada à região de combustão é efetuado por uma válvula instalada nesta linha.

Sistema de Ignição

O sistema de ignição é constituído por um módulo de ignição, velas automotivas e um ventilador centrífugo. Sua função é disponibilizar as condições necessárias para que a combustão inicie e se estabilize, antes da unidade operar de forma independente. O ventilador centrífugo é utilizado para gerar um fluxo inicial no combustor, promovendo a mistura do ar com o combustível proveniente das válvulas reguladoras de vazão. Tanto o centelhador como o ventilador centrífugo têm o seu funcionamento interrompido após o sistema estabilizar o processo de combustão.

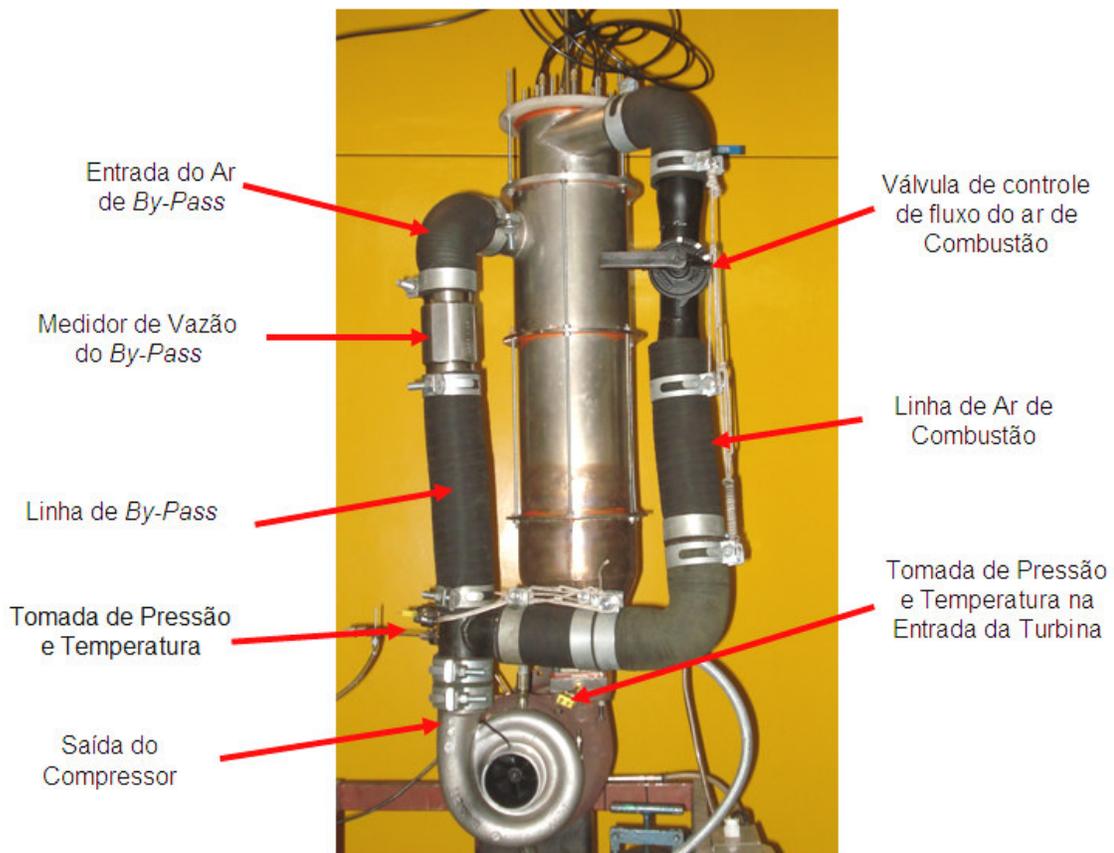


Figura 4.9 – Controle de vazão na linha de ar de combustão.

4.2 – INSTRUMENTAÇÃO E SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

Para caracterizar a bancada de microturbina e avaliar o seu desempenho é necessário mensurar parâmetros relevantes ao ciclo. Tais parâmetros foram apresentados no item referente ao ciclo termodinâmico e podem ser assim enumerados:

- Temperatura: Ambiente; Ponto 2; Ponto 10; Ponto 11; Linhas de GLP Piloto e Radial e na parede dos queimadores radiais.
- Pressão: Atmosférica; Ponto 2, Ponto 10; Linhas de GLP Piloto e Radial e Diferenciais nas Placas de Orifício e no Bocal;
- Vazões: Vazão de Ar Total, Vazão de Ar no *By-Pass*, Vazões de Combustível dos Queimadores Radiais e Piloto;
- Rotação;
- Gases de descarga: O₂, CO₂, CO, NO e NO₂.

Um sistema de aquisição de dados foi desenvolvido para realizar a leitura dos parâmetros acima citados. Rotinas desenvolvidas em planilhas eletrônicas e no programa *EES – Engineering Equation Solver*, foram utilizadas para complementar o processo processamento das medidas.

Medição de Temperatura

Foram utilizados termopares do tipo K para as medidas de temperatura. Estes, apresentam custo baixo e são disponíveis com diversos tipos de sonda. Os sensores de temperatura operam entre -200 e 1200 °C, tendo uma sensibilidade de aproximadamente 41µV/°C.

Medição de Pressão

Os sensores de pressão utilizados foram da marca *Wika*, modelo *ECO-1*. Estes sensores apresentam como características: intervalo de entrada de 0 a 2.5 bar ou 0 a 4.0 bar, intervalo de saída de 4 a 20 mA e alimentação de 10 a 30 V (DC). Os sensores de 0 a 2,5 bar foram usados nos pontos 2 e 10. Nas linhas de GLP foram usados sensores de 0 a 4.0 bar.

Para realizar a leitura de pressão diferencial nos medidores de vazão foram utilizados

manômetros digitais da marca *Dwyer*, modelo 477-1-FM, com intervalo de operação de 0 a 5 kPa e incerteza de medição de $\pm 0,5\%$ do fundo de escala. A leitura foi realizada diretamente na tela do aparelho.

Medição de Vazão

- *Placas de Orifício*

Elementos primários, cuja finalidade é a medição de vazão de fluidos, a placa de orifício consiste num disco com um orifício central com saída em ângulo que deve ser montado concêntrico ao eixo do conduto cilíndrico, provido de duas tomadas de pressão, uma a jusante e outra a montante do disco. Quando apropriadamente dimensionadas, a sua instalação em uma tubulação cria um diferencial de pressão entre as tomadas de pressão. Este diferencial é proporcional ao quadrado da vazão. Uma vez medido este diferencial, consegue-se indicar, totalizar, programar e controlar esta vazão, seja através de instrumentos convencionais analógicos ou sofisticados sistemas digitais. A Figura 4.10 apresenta uma placa de orifício com tomadas de pressão do tipo “*Corner Taps*”. As placas de orifício foram dimensionadas com base na teoria apresentada por Delmeé (2003).

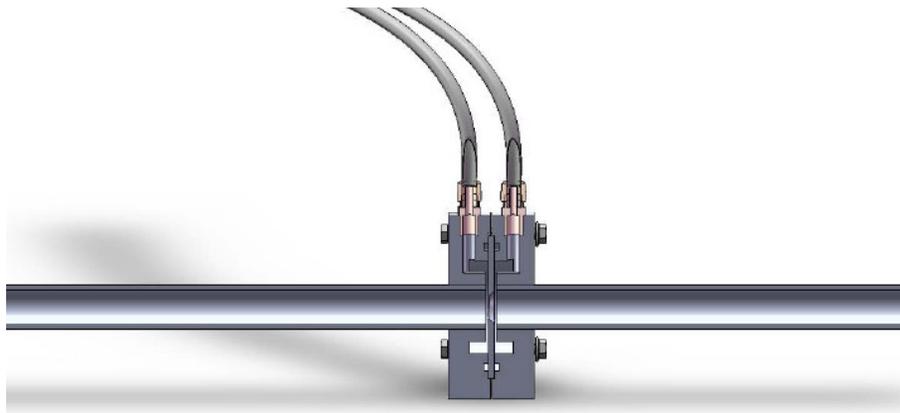


Figura 4.10 – Placa de Orifício com tomada de pressão do tipo “*Corner Taps*”

Um conjunto de placas foi projetado e construído para realizar as medidas de vazão de combustível dos queimadores radiais e piloto, os desenhos das placas com suas respectivas dimensões encontram-se no Anexo 7.

- **Bocal**

Elemento de vazão destinado à medição de fluídos em escoamentos a alta velocidade, os bocais podem ser empregados como elementos medidores tanto em câmaras pressurizadas quanto em dutos. A aplicação típica é na medição de vapor superaquecido na saída das caldeiras. Bocais podem ser empregados tanto em dutos, quanto em câmaras pressurizadas, conforme é apresentado na Figura 4.11.

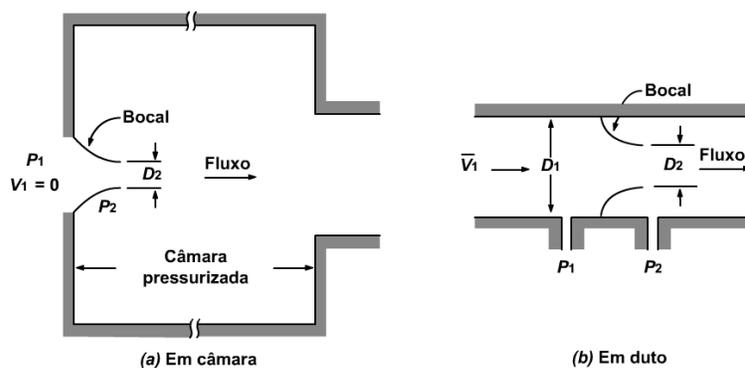


Figura 4.11 – Instalação típica de bocais medidores (adaptado de Fox e McDonald, 2001).

Um bocal, derivado do modelo utilizado em câmara pressurizada, foi utilizado para medir a vazão total de ar da microturbina. A Figura 4.12 apresenta o modelo esquemático do bocal enquanto que os desenhos técnicos com suas respectivas dimensões encontram-se no Anexo 4.

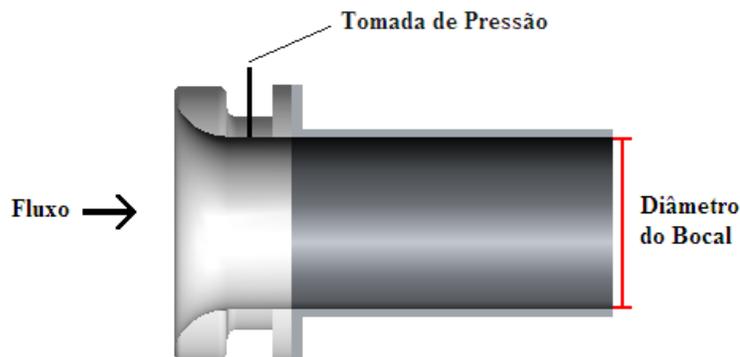


Figura 4.12 – Bocal medidor de vazão

- **Turbina**

O fluido que se desloca no interior da tubulação aciona um rotor montado axialmente dentro do medidor. A velocidade deste rotor é proporcional à velocidade de deslocamento do fluido no processo. Um sensor magnético acoplado ao corpo do medidor, tem seu campo magnético alterado a cada passagem de uma das pás do rotor, gerando um pulso elétrico que é amplificado e processado na forma de frequência ou corrente. Um indicador digital, pré-determinador e totalizador interpretam o sinal, propiciando a visualização da vazão instantânea, bem como a sua totalização no tempo. A Figura 4.13 apresenta a vista em corte de um medidor do tipo turbina. Informações adicionais sobre esse medidor são apresentas no Anexo 5 Anexo 4.

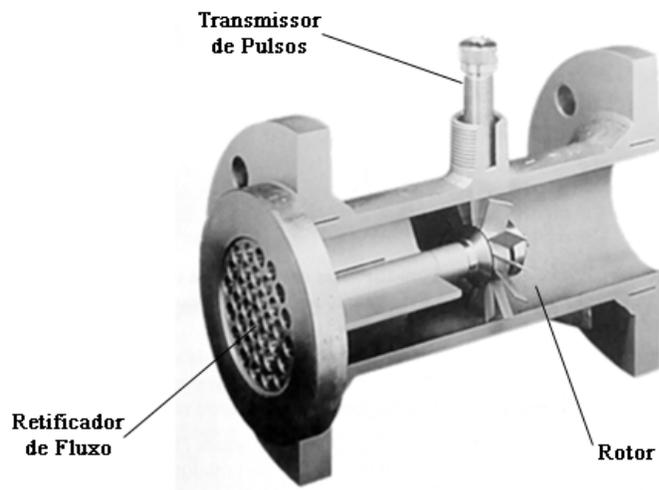


Figura 4.13 – Vista em corte de um medidor do tipo turbina.

A vazão de ar destinada a combustão pode ser medida de forma indireta, pela medição da vazão total com o uso do bocal e subtraindo a parcela computada destinada ao *By-Pass*. Um medidor de vazão do tipo turbina, fabricado pela Contech, modelo SVTG 2 ½", é utilizado para mensurar o fluxo que passa pela tubulação destinada ao *By-Pass*. Desta forma o fluxo destinado à região de combustão pode ser computado pela seguinte equação:

$$Q_{comb} = Q_{total} - Q_{By-Pass} \quad (4.1)$$

onde : Q_{comb} é o fluxo destinado aos queimadores; Q_{total} é a vazão total da microturbina e $Q_{By-Pass}$ representa a vazão de *By-Pass*.

Medição de Rotação

A escolha do sensor de rotação foi baseada nos seguintes requisitos: robustez, resistência a altas temperaturas, faixa de operação entre 0 e 100.000 rpm e dimensões. O sensor deve ser posicionado na carcaça de compressor, exigindo dimensões reduzidas para não perturbar excessivamente o fluxo de ar (Granja e Merícia, 2002).

Optou-se por um sensor óptico, devido ao tamanho reduzido e a melhor qualidade do sinal de resposta. O sensor óptico é capaz de detectar qualquer material que reflita, absorva ou desvie a luz de forma que este componente é utilizado para detectar qualquer tipo de material. O sensor óptico do tipo reflexivo, que utiliza um diodo emissor de luz infravermelho e um fotodiodo como detector, foi montado no coletor de admissão do turbocompressor, conforme apresentado na Figura 4.14. Uma das pás do compressor foi polida, enquanto as demais foram pintadas na cor preta fosca, para auxiliar o funcionamento do sensor.

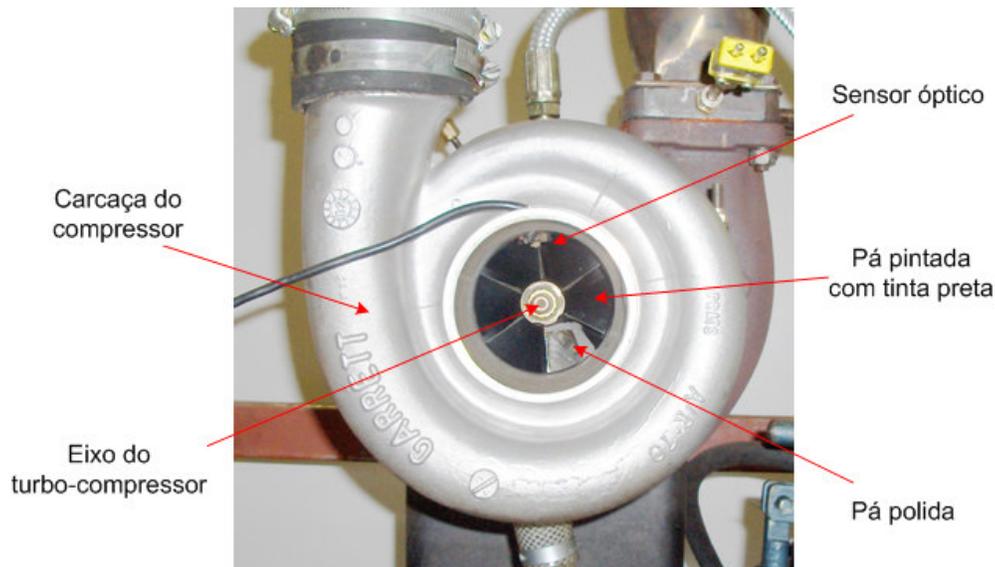


Figura 4.14 – Posicionamento do sensor de rotação.

Analisador de Gases

Para proceder com a análise dos gases de combustão, foi utilizado um analisador fabricado pela Eurotron, modelo Greenline 8000. Este equipamento é dotado de sensores eletroquímicos capazes de coletar e analisar emissões como CO, CO₂, NO, NO_x entre

outros. A especificação completa deste equipamento, como sua faixa de leitura e incertezas de medição encontra-se no Anexo 6.



Figura 4.15 – Analisador de gases.

Uma linha destinada à coleta de gases, apresentada na Figura 4.16, foi instalada na bancada com o objetivo de evitar a diluição dos gases pelo ar atmosférico, facilitando também o processo de coleta de gases.

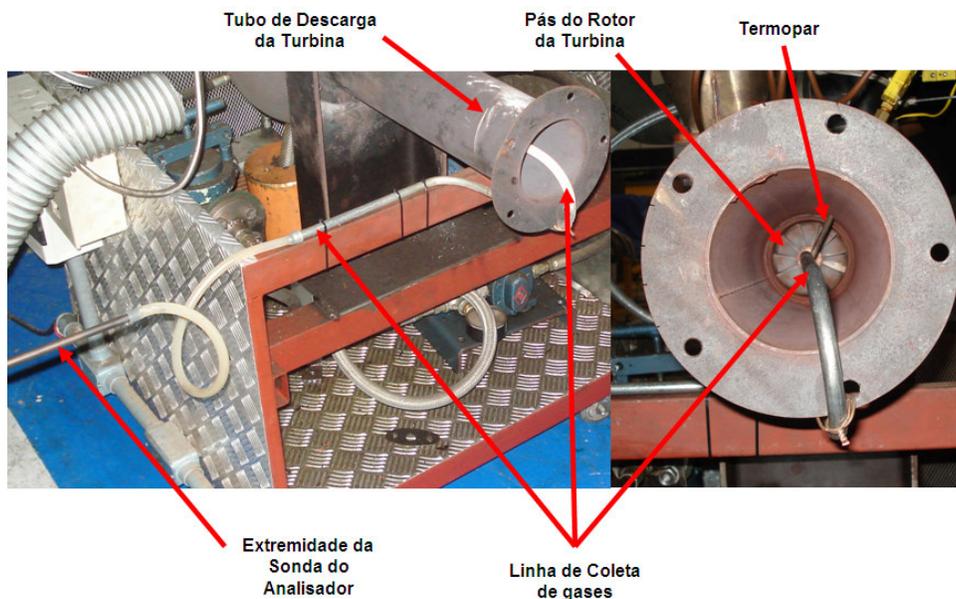


Figura 4.16 – Linha de coleta dos gases de escape.

Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados foi o mesmo desenvolvido e utilizado por Cruz (2006) e Maerícia (2006). Detalhes do sistema pode ser vistos nas respectivas referências.

A Figura 4.17 apresenta uma vista geral do sistema e a Figura 4.18 apresenta em detalhes as placas eletrônicas desenvolvidas. A Figura 4.19 apresenta os dados como são vistos no monitor do sistema de controle e aquisição dos dados.

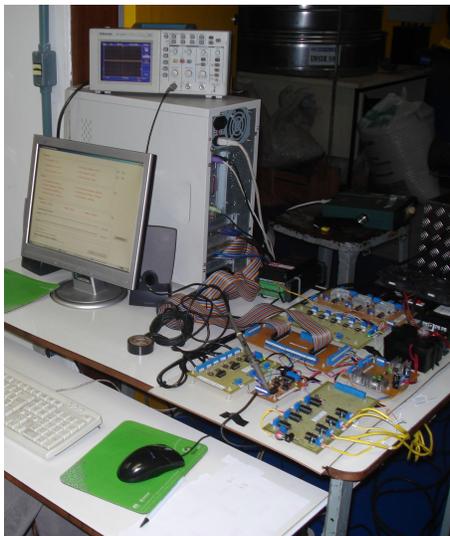


Figura 4.17 – Sistema de aquisição de dados.

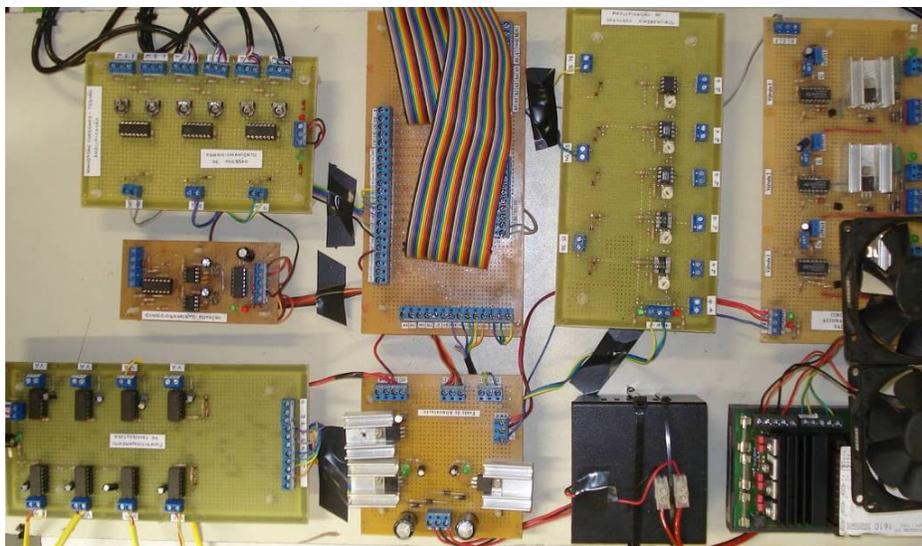


Figura 4.18 – Placas de processamento de sinal.

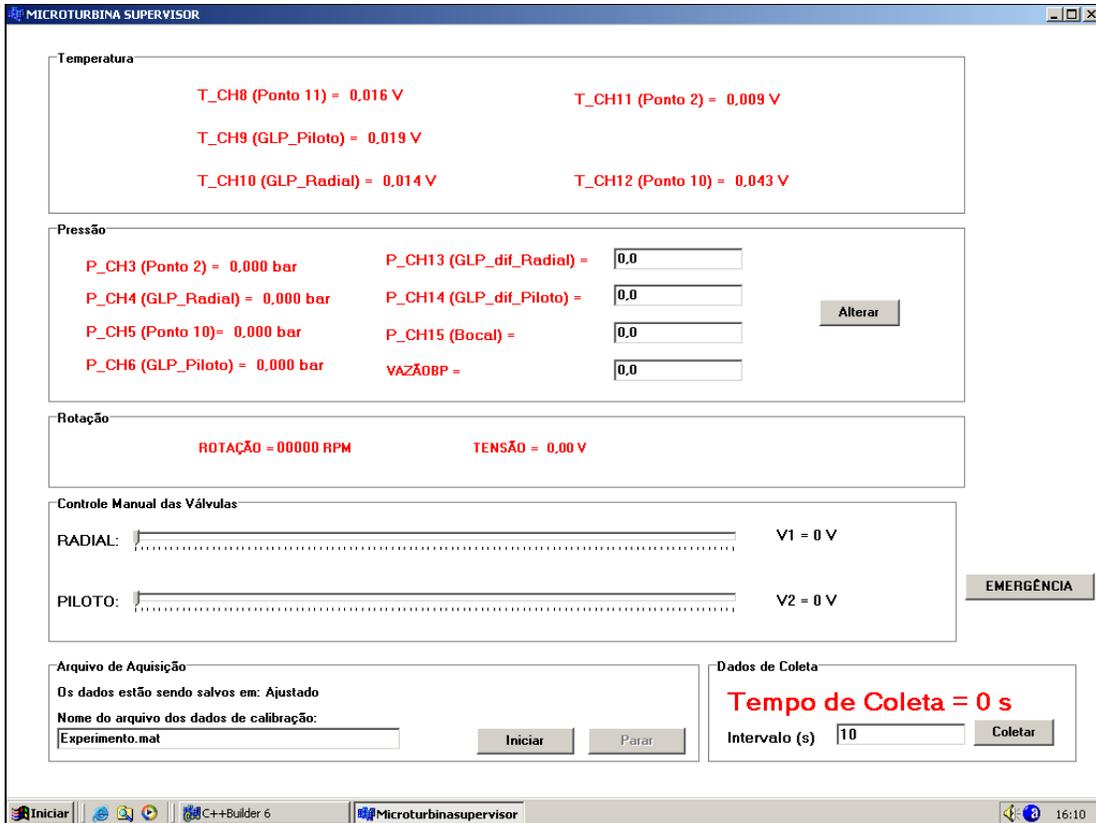


Figura 4.19 – Programa de aquisição de dados.

5 – PROCEDIMENTOS E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

5.1 – INTRODUÇÃO

A bancada de microturbina desenvolvida objetivou avaliar o desempenho de combustores com baixos níveis de emissões para turbinas a gás aplicáveis em geração distribuída. Desta forma, na avaliação do desempenho global do combustor DLN-LPP, alguns parâmetros devem ser medidos e, principalmente, métodos devem ser estabelecidos. No modo pré-mistura é necessário identificar os limites de operação estável, para o nível de carga desejado, bem como em que quantidade os poluentes estão sendo formados. Para o modo *lean-lean* é desejável também, estabelecer os limites de queima estável bem como os níveis de emissão. Neste caso, e a influência do queimador piloto nos limites de operação e estabilidade é de fundamental importância, visto que parte da queima por ele realizada não ocorre no modo pré-misturado. Este capítulo apresenta os procedimentos experimentais, os resultados obtidos acompanhados de uma discussão pertinente.

5.2 – PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Para caracterizar a bancada de microturbina, é necessário identificar o estado termodinâmico do fluxo na entrada e saída do compressor e da turbina, representados pelos pontos 1, 2, 10 e 11 no diagrama do ciclo apresentado na Figura 3.7 e as vazões de ar e combustível do sistema. O sistema de aquisição deve obter dados da rotação da turbina, da temperatura nos pontos 2, 10, 11 e das linhas de GLP e da pressão dos pontos 2, 10 e das linhas de GLP. A pressão diferencial medida no bocal e nas placas de orifício das linhas de GLP, além da vazão indicada pelo medidor do *By-Pass* serão entradas manuais no programa.

Termopares posicionados nas paredes dos queimadores radiais foram utilizados na verificação do modo de operação do combustor DLN-LPP. Os níveis de temperatura na parede dos queimadores primário, no modo *lean-lean*, eram da ordem de 400 °C, enquanto que no modo pré-mistura as temperaturas aferidas eram inferiores a 120 °C.

O procedimento adotado na caracterização do combustor operando no modo pré-mistura

inicia com a medida da pressão atmosférica e da temperatura ambiente, condição ambiente. A câmara de combustão deve ser ajustada para o máximo comprimento, conforme ilustrado na Figura 5.1, com a válvula de controle de vazão de ar de combustão, totalmente aberta, posição 1, apresentado na Figura 5.2. A linha de ar controlada por esta válvula corresponde ao ar de combustão. Portanto, na medida em que esta válvula obstrui o fluxo, mais ar é desviado para diluição, de sorte que os queimadores primários operem com menos excesso de ar. No outro extremo, com a válvula totalmente aberta, os queimadores operam com excesso de ar, no limite de ancoragem da chama, *blow-off*. Para o regime de queima em pré-mistura, a válvula na posição 3 implica em possíveis retorno de chama e na posição 1, instabilidade na queima devido ao limite inferior da razão de equivalência, ($\phi \sim 0,55$).

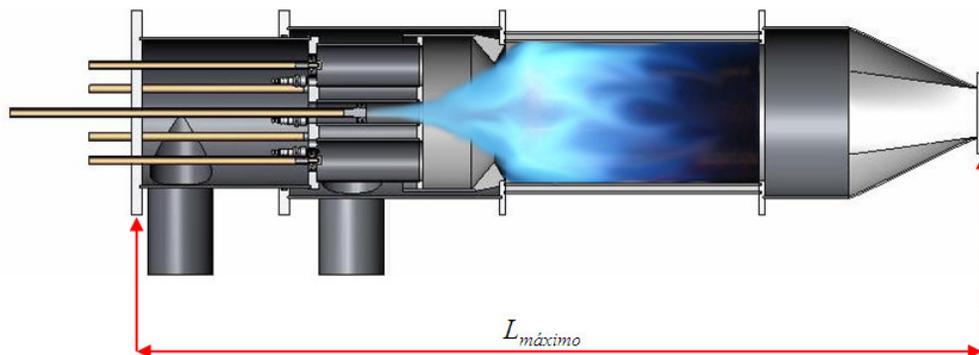


Figura 5.1 – Operação do combustor DLN-LPP no regime de pré-mistura na posição de máximo comprimento.

Após os ajustes preliminares, inicia-se a operação da microturbina, seguindo as etapas apresentadas na Figura 3.3, procedendo com os seguintes passos:

1. Ajuste da vazão de combustível até que o turbocompressor alcance a rotação desejada.
2. Após a estabilização do sistema, realiza-se a leitura dos gases de descarga, das pressões diferenciais dos medidores de vazão e da vazão do *By-Pass*, entrando com estes valores no programa de coleta de dados.
3. Repete-se os procedimentos anteriores com a válvula na posição 2 e posteriormente na posição 3, destacadas na Figura 5.2. Ao término desta etapa a válvula deve retornar para a posição 1 e uma nova condição de operação pode ser ajustada.

O procedimento foi repetido após ajustes na vazão de combustível, reduzindo a rotação da

turbina de forma a estabelecer um dado fluxo de ar e a uma dada pressão em que a turbina opere sem apresentar instabilidades, definindo esta condição como limite inferior. Com os limites superior e inferior da vazão de ar determinados, repetiu-se o experimento numa condição intermediária.

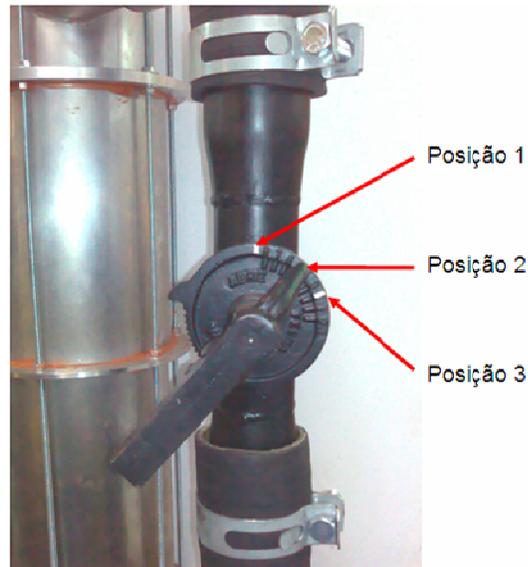


Figura 5.2 – Posicionamento da válvula de controle de vazão de ar de combustão.

Ao final da caracterização do combustor para o comprimento máximo, reduz-se em 60 mm o comprimento da câmara primária. O regime de queima foi então caracterizado nesta nova condição, Figura 5.3. Estes ensaios objetivaram avaliar alterações no comportamento do combustor, em regime de pré-mistura, devido ao aumento do tempo de mistura, maior volume na região primária, e devido ao afastamento da chama piloto em relação ao venturi de estabilização da chama.

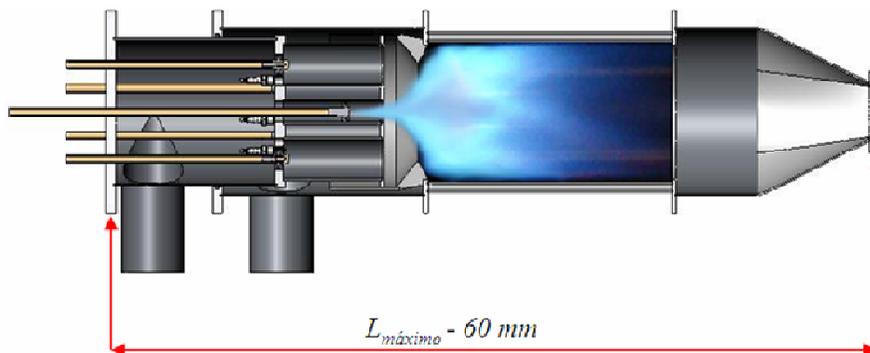


Figura 5.3 – Operação do combustor DLN-LPP no regime de pré-mistura na posição de mínimo comprimento.

O procedimento adotado na caracterização do modo pré-mistura foi aplicado ao modo *lean-lean*, entretanto, o limite superior de rotação do turbocompressor foi fixado como aquele de menor rotação no modo pré-mistura, Figura 5.4. A identificação foi realizada seguindo as seguintes etapas:

1. Ajuste da vazão de combustível para que a bancada opere com a rotação máxima definida para este regime;
2. Após a bancada estabilizar a rotação realiza-se a leitura dos gases, das pressões diferenciais dos medidores de vazão e da vazão do *By-Pass*, entrando com estes valores no programa de coleta de dados.
3. Repete-se o procedimento de leitura após fechar a válvula, para a posição 2 e posteriormente para a posição 3. Caso a bancada entre em um regime de operação instável, ou até mesmo interrompa a operação, considera-se esta condição como um limite inferior de vazão de ar e correspondente diferencial de pressão.
4. Ao termino desta etapa anterior, a válvula retorna para a posição 1 e uma nova condição de operação é ajustada, reduzindo a rotação em incrementos, atingindo o limite inferior de operação estável.

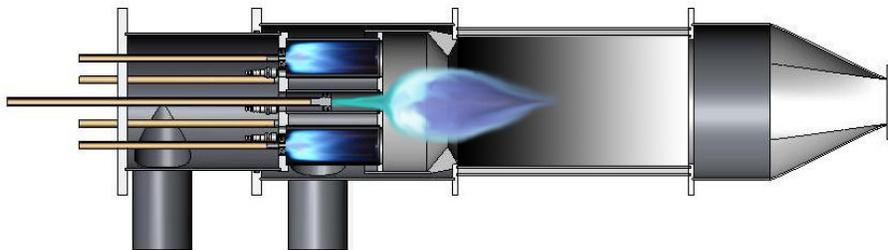


Figura 5.4 – Operação do combustor DLN-LPP no regime *lean-lean*.

5.3 – RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Todos os experimentos de caracterização do combustor foram realizados a pressão atmosférica de 675 mmHg e temperatura ambiente de 25 °C, com pequenas variações. Na identificação do combustor, no modo pré-mistura, operando com o máximo comprimento, verificou-se que a bancada opera de forma estável entre 38.000 rpm e 80.000 rpm, aproximadamente. Contudo, para se evitar consumo excessivo de combustível, limitou-se a rotação máxima a 66.000 rpm. Em regimes de rotação elevada, o consumo rápido de

GLP altera a temperatura e pressão do reservatório prejudicando a estimativa de consumo de gás combustível. Adicionalmente, evitaram-se regimes de altas rotações, o que se tornam necessários para se atingir valores elevados na razão de pressão, pois a unidade ainda opera sem um gerador elétrico. Microturbinas comerciais estão sendo fabricada para operar abaixo dos 70.000 rpm, provavelmente para não carregar excessivamente os componentes do gerador elétrico de alta rotação. A Figura 5.5 destaca as regiões equivalentes do mapa do compressor, para os regimes de rotação e razão de pressão (A = 66.000 rpm, B= 51.300 rpm, C = 38.100 rpm e D < 42000 rpm) avaliados, sendo os três primeiros para o combustor operando em pré-mistura e o último para o combustor operando no modo *lean-lean*.

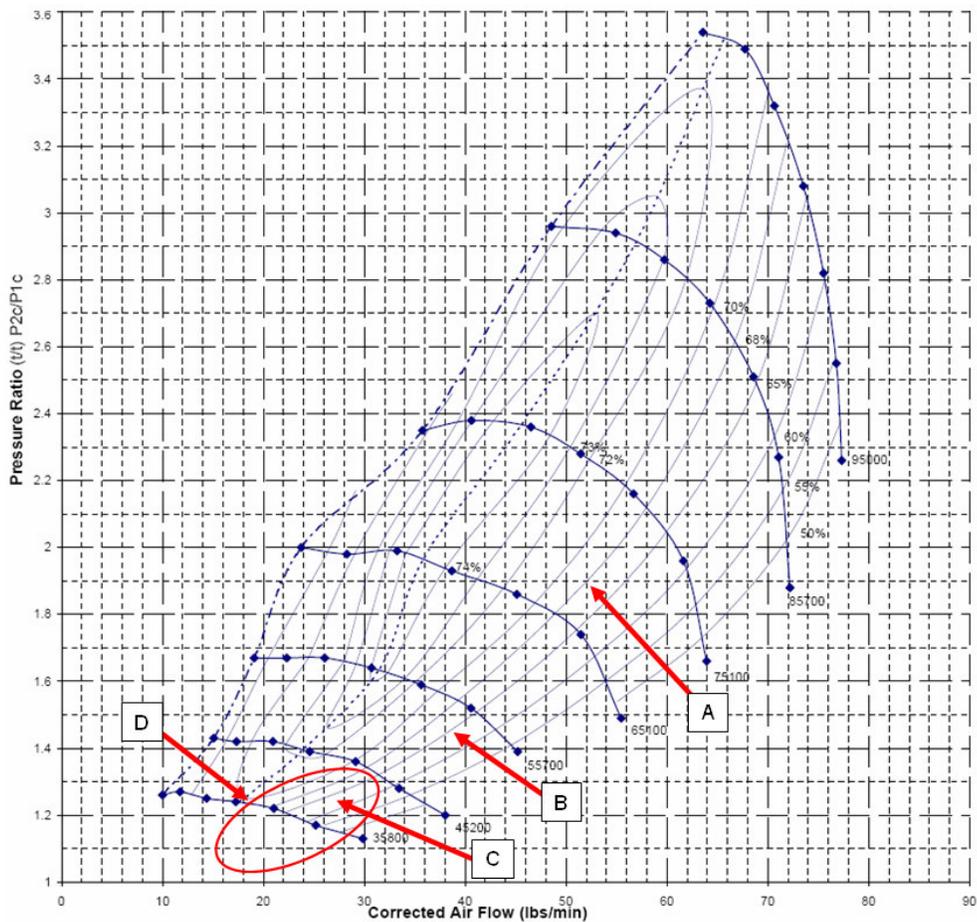


Figura 5.5 – Regiões de operação do combustor DLN-LPP no mapa do compressor.

A Tabela 5.1 apresenta os resultados de temperatura e pressão coletados. Durante o experimento verificou-se que a rotação se alterava em função da posição da válvula, de

forma que para cada faixa rotação, o valor máximo observado era para a válvula na posição 2. Os dados, com relativa precisão, reproduzem a curva de desempenho do compressor, avaliados pela rotação e pela razão de pressão. Estes dados podem ser usados para se avaliar o ciclo termodinâmico (Brayton) cujo trabalho da turbina foi correspondente aquele de compressão mais perdas por atrito e irreversibilidades no processo de expansão.

Tabela 5.1 – Resultados obtidos para o combustor com máximo comprimento.

Rotação	Posição da válvula	Temperatura			Pressão	
		Ponto 2	Ponto 10	Ponto 11	Ponto 2	Ponto 10
RPM		°C	°C	°C	kPa	kPa
38.160	1	50,48	673,68	487,75	107,42	104,20
38.160	2	52,28	753,15	499,48	109,00	105,36
38.160	3	46,73	907,91	585,29	104,47	100,41
51.300	1	70,81	655,30	460,46	126,86	121,13
51.300	2	73,72	743,63	480,39	130,84	123,51
51.300	3	71,26	758,34	524,03	130,72	118,82
66.000	1	106,95	681,86	479,92	161,18	149,36
66.000	2	112,43	738,68	508,35	170,25	151,51
66.000	3	115,00	659,54	494,78	175,57	152,55

Os dados apresentados na Tabela 5.2, referem-se às vazões de ar e de gás combustível, calculados com base na formulação apresentada no Anexo 4. Estes números permitiram operar o combustor DLN-LPP de forma estável, nas três faixas de rotação. Observa-se que, com valores reduzidos na vazão de ar do ciclo, a queima no modo pré-misturado ocorre de forma estável com proporções mais elevadas de combustível na chama piloto.

Os valores de razão de equivalência em cada região do combustor (primária e secundária) podem ser vistos na Tabela 5.3. A razão de equivalência global foi calculada utilizando a vazão mássica total de combustível e o ar de combustão, a partir da razão ar combustível estequiométrica do GLP. As razões de equivalência piloto e radial foram calculadas em função das massas de ar e combustível necessárias a cada combustor, respectivamente. Os baixos valores de razão de equivalência na pré-mistura, isto é, com os queimadores radiais operando apenas como câmara de mistura, em regimes de baixa rotação, foram inferiores ao limite de propagação de chama neste regime ($\phi < 0,5$).

Tabela 5.2 – Vazões de ar e combustível no modo pré-mistura com máximo comprimento.

Rotação	Posição da válvula	Vazão de Ar			Vazão de Combustível		
		Total	By-Pass	Combustor	Total	Radial	Piloto
RPM		kg/s	%	%	g/s	%	%
38.160	1	0,200	59,78	40,22	2,564	51,62	48,38
38.160	2	0,202	66,49	33,51	2,570	51,45	48,55
38.160	3	0,159	83,05	16,95	2,567	51,37	48,63
51.300	1	0,279	63,04	36,96	4,135	66,67	33,33
51.300	2	0,286	70,27	29,73	4,137	66,67	33,33
51.300	3	0,254	86,74	13,26	4,132	66,62	33,38
66.000	1	0,388	62,99	37,01	5,921	78,94	21,06
66.000	2	0,397	70,94	29,06	5,903	78,90	21,10
66.000	3	0,376	88,97	11,03	5,919	78,99	21,01

Tabela 5.3 – Razão de equivalência para o modo pré-mistura com máximo comprimento.

Rotação	Posição da Válvula	Razão de Equivalência ϕ		
		Global	Piloto	Radial
RPM				
38.160	1	0,48	1,62	0,29
38.160	2	0,57	1,93	0,34
38.160	3	1,43	4,88	0,86
51.300	1	0,60	1,40	0,47
51.300	2	0,73	1,71	0,57
51.300	3	1,84	4,30	1,43
66.000	1	0,62	0,91	0,57
66.000	2	0,77	1,14	0,71
66.000	3	2,14	3,15	1,97

Os dados apresentados nas tabelas 5.1 e 5.2 foram empregados na análise de ciclo Brayton onde se acrescentou uma turbina livre ao gerador de gás deste trabalho. Esboçou-se no código *CyclePad* um ciclo de turbina a gás com dois estágios de expansão onde primeiro estágio aciona o compressor (gerador de gás) e o segundo estágio um gerador virtual. Os dados empregados foram: a razão de compressão; eficiência isentrópica para o compressor e turbinas de 73%; taxa de calor adicionado a câmara de combustão e fluxo mássico. Tais valores são apresentados na Tabela 5.4. O estado termodinâmico de saída da turbina de alta pressão foram definidos de sorte que o trabalho realizado corresponde ao trabalho de compressão.

A eficiência térmica pode ser melhorada com o emprego de um regenerador de calor, uma vez que a temperatura de saída dos gases da turbina é da ordem de 689 °C. Um importante aspecto é a relação peso/potência da unidade, visto que a mesma pode fornecer, até 22 kW de energia útil. Os gases de descarga da unidade podem ser empregados para acionar um pequeno ciclo Rankine, ou reaproveitados em um ciclo de co-geração.

Tabela 5.4 – Características do modo pré-mistura com máximo comprimento.

Rotação	Posição da Válvula	Razão de Compressão	Perda de Carga	Eficiência do Ciclo	Trabalho Disponível
RPM			%	%	kW
38.160	1	1,19	3,00	1,64	1,94
38.160	2	1,21	3,34	1,85	2,19
38.160	3	1,16	3,89	1,31	1,55
51.300	1	1,41	4,52	4,10	7,83
51.300	2	1,45	5,60	4,34	8,28
51.300	3	1,45	9,10	4,68	8,92
66.000	1	1,79	7,33	6,74	18,43
66.000	2	1,89	11,01	7,16	19,50
66.000	3	1,95	13,11	7,73	21,12

Os níveis de emissões, medidos na saída da turbina para o comprimento máximo do combustor no modo pré-mistura, são apresentados na Tabela 5.5. Em todos os casos, com a diminuição do ar de combustão, maior razão de equivalência, ocorre a queda acentuada nas emissões de CO. Este comportamento pode ser explicado pelo aumento do tempo de residência nas zonas primárias e secundárias do combustor, antes da zona de diluição. Outro parâmetro que favorece a conversão do CO é a própria razão de equivalência, que possibilita maiores níveis de temperatura na zona de reação. Estes efeitos, contudo, não influenciam a formação de NOx em termos absolutos. Em termos relativos, entretanto, tanto o CO quanto o NO alteram significativamente. Em termos absolutos, as variações de CO ganham importância.

Para o regime de 38.100 rpm, por exemplo, a redução de CO foi de 91% variando-se a razão de equivalência e de pressão, enquanto as emissões de NO aumentaram apenas 17,6%. Para os outros regimes, 51.300 rpm, a redução de CO foi de 94,6% para um aumento correspondente nas emissões de NOx de 66%. Para o regime de 66.000 rpm as reduções de CO foram da ordem de 93,7% com aumento relativo de 100% na emissão

de NOx. Em todo os casos, as emissões de NOx foram eminentemente devido ao NO.

Tabela 5.5 – Emissões no modo pré-mistura para o combustor com máximo comprimento.

Rotação	Posição da Válvula	O₂	CO₂	CO	NO	NO₂	NO_x
RPM		%	%	ppm	ppm	ppm	ppm
38.160	1	18,6	1,35	435	16	1	17
38.160	2	18,4	1,33	167	15	1	16
38.160	3	17,4	1,91	37	18	2	20
51.300	1	18,8	1,28	580	10	2	12
51.300	2	18,7	1,39	312	12	2	14
51.300	3	18,2	1,61	31	18	2	20
66.000	1	18,6	1,27	642	8	1	9
66.000	2	18,5	1,41	250	16	1	17
66.000	3	18,2	1,44	40	17	1	18

Num segundo conjunto de ensaios, verificou-se a influência do comprimento da zona de combustão primária na estabilização da chama, no modo pré-misturado. O comprimento da zona primária foi reduzido em aproximadamente 60 mm, com respectivos dados apresentados na Tabela 5.6.

Inicialmente, verificou-se que o limite inferior de operação estável foi elevado de 38.160 para 41.100 rpm, com a válvula na posição 1. Nesta posição tem-se máximo fluxo de ar nos combustores. Esta mudança de regime indica que a estabilização da chama foi prejudicada de alguma forma. Possivelmente, o menor volume de câmara primária afetou a qualidade da mistura ar-combustível que é direcionada para a região de queima de pré-mistura. Uma análise comparativa para os diferentes comprimentos de câmara só foi possível no regime de 66.000 rpm em que a válvula operou nas posições 1, 2 e 3. No outros casos, os regimes de rotação para chama estável foram diferentes ou a bancada não operou nas três posições da válvula desejadas.

Para uma rotação intermediária de 51.300 rpm, a bancada interrompeu o funcionamento no momento em que se mudava a posição da válvula, caracterizando a redução da estabilidade do sistema. Os dados referentes à temperatura e pressão coletados para este modo de operação são apresentados na Tabela 5.6 e os dados referentes às vazões de ar e

combustível na Tabela 5.7.

Tabela 5.6 – Características do modo pré-mistura com comprimento reduzido.

Rotação	Posição da Válvula	Temperatura			Pressão	
		Ponto 2	Ponto 10	Ponto 11	Ponto 2	Ponto 10
RPM		°C	°C	°C	kPa	kPa
41.100	1	55,71	718,00	479,09	112,52	109,23
51.300	1	72,04	728,27	452,86	126,87	120,87
51.300	2	76,24	683,76	470,34	132,19	123,09
66.000	1	107,62	735,03	473,58	162,20	150,67
66.000	2	114,94	716,70	472,44	169,79	156,79
66.000	3	119,64	700,55	489,95	179,14	157,70

Tabela 5.7 – Vazões de ar e combustível no modo pré-mistura com comprimento reduzido.

Rotação	Posição da Válvula	Vazão de Ar			Vazão de Combustível		
		Total	By-Pass	Combustor	Total	Radial	Piloto
RPM		kg/s	%	%	g/s	%	%
41.100	1	0,224	61,56	38,44	3,176	55,93	44,07
51.300	1	0,277	64,15	35,85	4,111	68,97	31,03
51.300	2	0,287	83,55	16,45	4,125	69,09	30,91
66.000	1	0,386	64,91	35,09	6,411	76,48	23,52
66.000	2	0,397	81,79	18,21	6,405	76,49	23,51
66.000	3	0,390	92,41	7,59	6,399	76,50	23,50

Com base na Tabela 5.7, é possível verificar que os regimes de operação, no que se refere ao fluxo de ar total, foram próximos. Os níveis de pressão, para o caso em que a câmara primária foi reduzida, foram próximos aqueles observados com a câmara longa. As variações observadas nas temperaturas parecem não ser significativas.

Quando se avalia o consumo de combustível, este foi ligeiramente maior quando se operou com a câmara primária reduzida. Adicionalmente, mais combustível, em termos proporcionais, foi injetado no queimador secundário, indicando a necessidade de se melhorar a estabilização da chama por este método. É importante destacar que, no modo pré-misturado, quanto maior o fluxo de combustível nos queimadores primários, que operam simplesmente como misturadores, menores serão as emissões de NOx. Por exemplo, o combustor DLN-1 desenvolvido pela GE, opera com 83% do combustível

sendo injetado nos queimadores primários. No combustor DLN-LPP, este valor, nas condições ensaiadas foi da ordem de 79%, com 21% do combustível no queimador secundário (piloto) para o caso de câmara primária longa. Com a redução no volume da câmara primária, só foi possível operar de forma estável com 76,5% de injeção de combustível para pré-mistura e 23,5% no queimador primário. Pode-se concluir, com base nestes resultados, a importância da câmara primária na operação do combustor DLN-LPP.

Nas informações referentes a características operacionais do sistema após a redução do comprimento do combustor, apresentada Tabela 5.8, não é observada diferenças significativas quando comparadas aos dados do combustor operando com máximo comprimento, Tabela 5.4. Observa-se, no regime de alta rotação, ocorre um ligeiro aumento no consumo de combustível se comparado com a câmara de maior comprimento.

Tabela 5.8 – Características operacionais o modo pré-mistura com comprimento reduzido.

Rotação	Posição da Válvula	Razão de Compressão	Perda de Carga	Eficiência do Ciclo	Trabalho Disponível
RPM			%	%	kW
41.100	1	1,25	2,92	2,00	2,92
51.300	1	1,41	4,73	2,46	4,67
51.300	2	1,47	6,88	2,51	5,01
66.000	1	1,80	7,11	5,98	17,65
66.000	2	1,89	7,66	6,37	18,80
66.000	3	1,99	11,97	7,00	20,64

Os valores referentes às razões de equivalência, para câmara primária reduzida, são apresentados na Tabela 5.9. Estes números confirmam a influência do volume da câmara primária na estabilização da chama e no desempenho global do combustor. Para todos os casos no regime de alta rotação, a razão de equivalência foi superior àquelas observadas com a câmara primária de maior comprimento, tanto para os injetores radiais quanto piloto. Destacam-se, contudo, maiores razões de equivalência, no queimador secundário, quando a câmara primária é reduzida.

Tabela 5.9 – Razão de equivalência para o modo pré-mistura com comprimento reduzido.

Rotação	Posição da Válvula	Razão de Equivalência		
		Global	Piloto	Radial
RPM				
41.100	1	0,55	1,71	0,36
51.300	1	0,62	1,35	0,50
51.300	2	1,31	2,84	1,06
66.000	1	0,71	1,17	0,63
66.000	2	1,33	2,19	1,19
66.000	3	3,25	5,34	2,90

Com redução do comprimento da câmara primária, observou-se um leve aumento nos níveis de emissões se comparado aqueles com maior câmara primária, conforme apresentado na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Emissões no modo pré-mistura para o combustor com comprimento reduzido.

Rotação	Posição da Válvula	O ₂	CO ₂	CO	NO	NO ₂	NO _x
RPM		%	%	ppm	ppm	ppm	ppm
41.100	1	18,9	1,09	385	8	0	8
51.300	1	18,7	1,28	569	9	0	9
51.300	2	18,6	1,32	456	9	2	11
66.000	1	18,7	0,97	647	7	6	13
66.000	2	18,6	1,01	535	8	6	14
66.000	3	18,5	1,18	62	16	7	23

Adicionalmente ao regime de queima pré-misturado, foi realizado um conjunto de ensaios experimentais na bancada de microturbina, no regime *lean-lean*, que equivale à operação da microturbina na faixa de 20 a 50% da carga máxima. Ensaios na faixa equivalente de 0 a 20% da carga não foram realizados, visto que microturbinas não são teoricamente empregadas para operar em grandes envelopes de carga. Além disto, a diferença entre o modo *lean-lean* e aquele com baixo nível de carga reside basicamente na utilização, ou não, do queimador secundário (piloto). No regime de baixa carga apenas os queimadores primários operam enquanto no modo *lean-lean*, os queimadores primários e o secundário recebem injeção de combustível. Os dados referentes aos queimadores primários no modo *lean-lean* podem ser estendidos para o modo em baixa carga.

No modo *lean-lean*, o envelope operacional foi diferente daquele empregado no regime de pré-mistura. As rotações avaliadas foram de 26.640, 33.000 e 42.000 rpm. Dados referentes à temperatura e pressão e as vazões de ar e combustível são apresentados na Tabela 5.11 e na Tabela 5.12, respectivamente. Os níveis de pressão e temperatura, na estabilização da chama no modo *lean-lean* não diferem muito daqueles no modo pré-mistura nos regimes de rotação equivalentes.

Tabela 5.11 – Características do modo *lean-lean*.

Rotação	Posição da Válvula	Temperatura			Pressão	
		Ponto 2	Ponto 10	Ponto 11	Ponto 2	Ponto 10
RPM		°C	°C	°C	kPa	kPa
26640	1	36,98	727,68	560,53	94,73	94,03
33000	1	45,69	646,40	499,51	102,46	100,14
33000	2	43,74	729,84	533,37	101,14	98,91
42000	1	57,03	663,89	461,23	113,19	109,75
42000	2	61,23	678,83	478,12	118,50	113,19
42000	3	60,55	733,44	508,34	118,26	110,80

Tabela 5.12 – Vazões de ar e combustível no modo *lean-lean*.

Rotação	Posição da válvula	Vazão de Ar			Vazão de Combustível		
		Total	By-Pass	Combustor	Total	Radial	Piloto
RPM		kg/s	%	%	g/s	%	%
26640	1	0,129	57,04	42,96	2,046	81,15	18,85
33000	1	0,228	44,04	55,96	2,576	100,00	0,00
33000	2	0,158	64,41	35,59	2,577	100,00	0,00
42000	1	0,230	61,22	38,78	3,628	79,58	20,42
42000	2	0,241	69,61	30,39	3,629	79,64	20,36
42000	3	0,228	83,69	16,31	3,619	79,62	20,38

No modo *lean-lean*, com rotação de 33.000 rpm, foi possível estabilizar a queima com combustível apenas nos queimadores primários. A 26.400 rpm, foi necessário injetar aproximadamente 19% de combustível no queimador secundário para estabilizar a queima. Em altas rotações, este nível de injeção foi elevado para aproximadamente 20%. É interessante observar que estas proporções referentes ao queimador secundário são sempre inferiores aquele sugerido pela GE para o combustor DLN-1, que opera com 30%.

A Tabela 5.13 apresenta os dados experimentais referentes às características do ciclo no modo *lean-lean*. Os valores calculados para a razão de equivalência são apresentados

Tabela 5.14. Os níveis de emissões do modo *lean-lean*, estão na Tabela 5.15. Considerando-se os dados obtidos no código *CyclePad* para um ciclo que opere com eficiência térmica da ordem de 8%, pode-se concluir que a potência líquida produzida pela unidade seria inferior a 10 kW.

Tabela 5.13 – Características operacionais o modo *lean-lean*.

Rotação	Posição da Válvula	Razão de Compressão	Perda de Carga	Eficiência do Ciclo	Potência Consumida
RPM			%	%	kW
26640	1	1,05	0,74	0,64	0,61
33000	1	1,14	2,26	0,70	0,67
33000	2	1,12	2,20	0,54	0,52
42000	1	1,26	3,04	1,07	1,02
42000	2	1,32	4,48	1,15	1,10
42000	3	1,31	6,31	1,01	0,97

Tabela 5.14 – Razão de equivalência para o modo *lean-lean*.

Rotação	Posição da Válvula	Razão de Equivalência		
		Global	Piloto	Radial
RPM				
26640	1	0,55	0,73	0,52
33000	1	0,30	0,00	0,35
33000	2	0,69	0,00	0,80
42000	1	0,61	0,87	0,57
42000	2	0,74	1,06	0,69
42000	3	1,46	2,09	1,36

Tabela 5.15 – Emissões no modo *lean-lean*.

Rotação	Posição da Válvula	O ₂	CO ₂	CO	NO	NO ₂	NO _x
RPM		%	%	ppm	ppm	ppm	ppm
26640	1	18,3	1,52	148	8	0	8
33000	1	18,7	1,30	26	10	0	10
33000	2	18,4	1,40	18	16	0	16
42000	1	19,0	1,08	548	8	0	8
42000	2	18,8	1,29	346	8	0	8
42000	3	18,5	1,40	25	12	0	12

Os dados referentes à emissões, Tabela 5.15, indicam um excelente desempenho da

câmara neste modo de operação. Os níveis de emissão, tanto de CO quanto de NO_x, são inferiores ao regime de pré-mistura. Contudo, tomando-se o índice de emissões (EINO), onde a massa de poluente (g/s) é normalizada pela quantidade de combustível consumida (g/s) provavelmente o modo *lean-lean* foi mais poluidor.

Para a avaliação de alguns resultados experimentais, a câmara de combustão foi modelada, no código *CHEMKIN* 4.0, usando uma cadeia de reatores bem misturados (PSR) seguido por um reator Plug-Flow e um misturador de gases, representando a zona de diluição, conforme é apresentado na Figura 5.6.

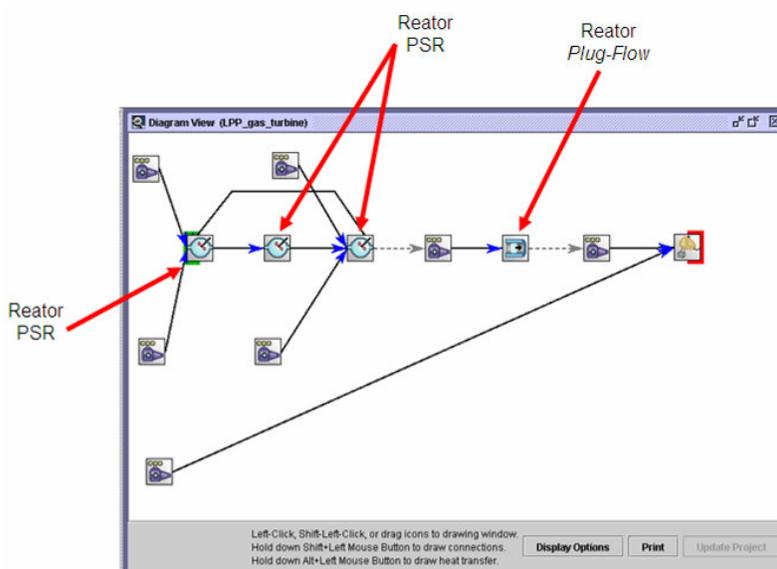


Figura 5.6 – Cadeia de reatores utilizada na no código CHEMKIN 4.0.

Os dados referentes à operação em regime de pré-mistura, com câmara longa para o regime de operação correspondente a 66.000 rpm e válvula na posição 2, foram incorporados na referida cadeia de reatores para avaliação teórica.

Os resultados obtidos através da cadeia de reatores proposta, para a temperatura dos gases de saída da turbina foram de 719 °C, contra 740 °C medido, 336 ppm de CO, contra 250 ppm medido e 81 ppm de NO_x, contra 17 ppm medido. Verifica-se que a cadeia, ainda simplificada, pode representar melhor o processo de queima incorporando-se mais reatores e alguns processos de transferência de calor e massa da unidade.

6 – CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS

O objetivo principal deste trabalho foi o desenvolvimento e a caracterização de uma câmara de combustão DLN (*Dry Low NOx*) com tecnologia LPP (*Lean Premix Prevaporized*) empregando gás liquefeito de petróleo. Este combustor, avaliado numa unidade de microturbina, foi projetado para operar de forma estável num amplo envelope de cargas, com baixa emissão de poluentes, notadamente, NOx e CO em dois modos de queima, *lean-lean* e pré-misturado.

A utilização do código *CHEMKIN* 4.0 foi importante no dimensionamento do queimador radial, para o regime de operação *lean-lean*. A seleção do ângulo das pás de swirler e do injetor de combustível, definida na etapa de caracterização experimental dos queimadores, se mostrou adequada para o combustor primário. Ensaio preliminares bem como na bancada indicaram operação satisfatória desta parte do combustor DLN-LPP. O restante do combustor, notadamente o emprego de um venturi, de chama piloto e de uma câmara secundária longa, para a queima em regime de pré-mistura, permitiram operar o combustor de forma estável e com baixos níveis de emissão, em regimes específicos.

A instrumentação da bancada permitiu que os parâmetros necessários à avaliação de desempenho do combustor fossem variados de forma adequada. Outros elementos foram importantes na caracterização do estado termodinâmico em diferentes pontos do ciclo. Os níveis de emissão obtidos, nos diferentes regimes de carga foram bastante promissores, sendo possível afirmar que o combustor DLN-LPP seria capaz de atender legislações ambientais bastante restritivas.

No estágio atual da bancada de microturbina desenvolvida neste trabalho, sugere-se como trabalhos futuros:

- Incorporar um meio de se aplicar carga real na unidade, de forma que se opere em regimes mais elevados para a razão de pressão;
- Avaliar se um bocal convergente pode ser empregado como elemento de carga na saída dos gases da turbina, como num turbojato;

- Substituir os tubos metálicos do combustor por tubos de material cerâmico, para se ter acesso ótico ao processo de queima;
- Empregar técnicas óticas para avaliar a formação de poluentes;
- Avaliar, com algum código numérico a queima no modo pré-mistura;
- Incorporar uma turbina livre com reaquecimento para se obter potência líquida da unidade;
- Instalar o regenerador de calor no ciclo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ARTHUR, D. L.; "Opportunities for Micropower and Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems in Industrial Applications." Final Report to Lockheed Martin Energy Research Corporation and DOE Office of Industrial Technologies, Janeiro, 2000.

BOYCE, M. P.; "Gas Turbine Engineering Handbook", 2nd edition, Butterworth-Heinemann, Reino Unido, 2002.

CRUZ, T. V. G.; "Identificação Experimental de um Modelo Dinâmico de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão com Baixa Emissão de NOx", Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UnB, Brasília, 2006.

DAVIS, L.B.; BLACK, S.H.; "Dry Low NOx Combustion Systems for GE Heavy-Duty Gas Turbines", GE Power Systems, Schenectady, New York, 1994.

DELMÉE, G.J.; "Manual de Medição de Vazão", 3^a edição, Edgard Blücher, São Paulo, 2003.

DERISIO, J.C.; "Introdução ao Controle Ambiental", CETESB, 1992;

EL-MAHALLAWY, F.; HABIK, S. E.; "Fundamentals and Technology of Combustion", 1st edition, Elsevier, Reino Unido, 2002.

FERREIRA, M. A.; "Abordagem Teórica e Experimental de Combustores Tipo Rijke", Tese de Doutorado, UNESP, Programa de Engenharia Mecânica, Campus de Guaratinguetá, 1997.

FOX, R.W.; McDONALD, A. T.; "Introdução à Mecânica dos Fluidos", 5^a edição, LCT, Rio de Janeiro, 2001.

GALLEGO, A. G.; MARTINS, G.; GALLO, W.L.R.; "Emissões de Nox em Turbinas a Gás: Mecanismos de Formação e Algumas Tecnologias de Redução", Revista de Ciência & Tecnologia, 15, pp. 13-22, 2000.

GRANJA, T. V.; MERÍCIA, J. G.; "Instrumentação e Controle de uma Microturbina", Projeto de Graduação, Universidade de Brasília, 2002.

KONNOV, A.A. "Detailed reaction mechanism for small hydrocarbons combustion", Release 0.4, <http://homepages.vub.ac.be/~akonnov/>, 1998.

LEFEBVRE, A. H.; "Gas Turbine Combustion", 2nd edition. Edwards Brothers. EUA, 1998.

LORA, E. E. S.; NASCIMENTO, M. A. R.; “Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação”, vol. 1 e vol. 2, Editora Interciência, 2004.

MERÍCIA, J. G.; “Controle de uma Microturbina a Gás com Câmara de Combustão de Baixa Emissão de NOx”; Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 2006.

NASCIMENTO, M. A. R.; LORA, E. E. S.; “Geração Termelétrica: Planejamento, Projeto e Operação”, vol. 1, cap. 3 e 6 e vol. 2, cap. 12,13,15,17 e 18, 2003.

RODGERS, C.; WATTS, J.; THOREN, D.; NICHOLS, K.; BRENT, R; “Microturbines, Distributed Generation – The Power Paradigm for the New Millennium”, CRC Press LLC, EUA, 2001

SYRED, N.; “Review of Oscillation Mechanisms and the Role of the Precessing Vortex Core (PVC) in Swirl Combustion Systems”, Progress in Energy and Combustion Science 32 (2006) 93–161, School of Engineering, Cardiff University, Elsevier, Reino Unido, 2006.

TURNES, S.R.; “An Introduction to Combustion – Concepts and Applications”, 2nd edition, McGraw-Hill, EUA, 1996.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG. R. E.; “Fundamentos da termodinâmica Clássica”. Edgard Blücher, São Paulo, 1973.

VIANNA JÚNIOR, A. L.; VIEIRA, L. S. R.; SOARES, G. F. W.; NASCIMENTO, M. V. G.; “Estudo Comparativo de Microsistemas de Geração Baseados em Combustíveis”, CEPTEL – Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, 2001.

YARASU, R.B.; NADKARNI, V.; PAUL,P.J. ; “Laminar and Turbulent burning velocities of premixed hydrocarbon-air flames in closed cubical vessel”, 19th National Conference on I.C. Engines and Combustion, pp. 335-341, Annamalai University, Índia, 2005

Sítios:

CERPCH - Centro Nacional de Referência em pequenas Centrais Hidrelétricas. In: Notícias, 2005. Disponível em:

http://www.cerpch.unifei.edu.br/noticias/ano_2005/abril/10/1ad.html

INEE – Instituto Nacional de Eficiência Energética. In: GD e Co-geração, 2007. Disponível em:

http://www.inee.org.br/forum_sobre_gd_cg.asp?Cat=forum

Códigos Computacionais:

FORBUS, K.D.; WHALLEY, P. B.; “Cyclepad”, version 2, 1995.

sítio: <http://www.qrg.nwu.edu/software.htm>

KLEIN, S.A., ALVARADO, F.L.; “Engineering Equation Solver (EES)”, Version 6.407,
2001. sítio: www.fchart.com.

Anexo 1

Propriedades do Gás Liquefeito de Petróleo – GLP

- **Origem:** Destilação de petróleo e processamento de gás natural;
- **Principais utilizações:** Residencial, comercial, industrial.
- **Massa molecular:** 44 a 56 (g/mol);
- **Densidade relativa ao ar:** 1,5 a 2,0;
- **Principais componentes:** C₃ e C₄.
- **Pressão de armazenamento:** 15 (atm);
- **Poder Calorífico:** Verificar Tabela ANEXO 1.1;
- **Composição Típica:** Verificar Tabela ANEXO 1.2;
- **Fórmula Média:** C_{3,425}H_{7,824} para massa molecular média de 49,02 g/gmol.
- **Razão de Ar / Combustível Estequiométrica :** 15,09

Tabela ANEXO 1.1 – Poder Calorífico do GLP (Ferreira, 1997).

PCS	PCI	PCS	PCI
(kcal/Nm ³)	(kCal/Nm ³)	(kCal/kg)	(kCal/kg)
27725	25282	12075	11025

Tabela ANEXO 1.2 – Composição típica do GLP (Ferreira, 1997).

Componente	Fórmula	Composição Real (% massa)	Composição Adotada (% massa)	Massa Molecular (g/gmol)	Composição Adotada (% molar)
Metano	CH ₄	0,25	0,25	16,04	0,77
Propino	C ₃ H ₄	4,06	4,09	40,06	5,00
Propeno	C ₃ H ₆	26,65	26,82	42,08	31,25
Propano	C ₃ H ₈	23,29	23,44	44,1	26,06
1-Buteno	C ₄ H ₈	0,01	0,01	56,11	0,01
Isobuteno		2,57	2,59	56,11	2,26
cis 2-Buteno		8,82	8,88	56,11	7,76
Isobutano	C ₄ H ₁₀	14,03	14,12	58,12	11,91
n-Butano	n-C ₄ H ₁₀	9,33	9,39	58,12	7,92
Isopentano	C ₅ H ₁₂	10,1	10,17	72,15	6,91
n-Pentano	n- C ₅ H ₁₂	0,24	0,24	72,15	0,16
Não identificados		0,65	0		
MISTURA				49,02	

Anexo 2

Rotina de dimensionamento da câmara de combustão

"Rotina de dimensionamento da câmara de combustão"

Pot=1
Microturbina" "Porcentagem da potência máxima da

"Dados de Entrada"

$m_{\dot{ar}}_{max}=0,400$ "[kg/s] Vazão mássica de ar máxima "

$m_{\dot{ar}}=Pot*m_{\dot{ar}}_{max}$ "[kg/s] Vazão mássica"

$T_{amb}=300$ "[K] Temperatura Ambiente"
 $P_{atm}=90$ "[kPa] Pressão Atmosférica"
 $\rho_{ar}=DENSITY(AIR; P=P_{atm}; T=T_{amb})$ "[Kg/m³] Densidade do Ar"
 $k=1,4$ "Relação entre calores específicos: C_p/C_v do
ar a 300 K"

"Ponto 1"

$T_1=T_{amb}$ "[K] Temperatura"
 $P_1=P_{atm}$ "[kPa] Pressão"
 $h_1=enthalpy(air; T=T_1)$ "[kJ/kg] Entalpia"

"Compressor"

$ETA_{comp}=0,70$ "Eficiência isentrópica do Compressor"

$T_{2s}/T_1=(P_2/P_1)^{((k-1)/k)}$ "[K] Temperatura"
 $ETA_{comp}*(T_2-T_1)=(T_{2s}-T_1)$ "[K] Temperatura"
 $W_{\dot{comp}}=m_{\dot{ar}}*(h_2-h_1)$ "[kW] Trabalho do Compressor Real"

"Ponto 2"

$P_2=180$ "[kPa] Pressão"
 $h_2=enthalpy(AIR; T=T_2)$ "[kJ/kg] Entalpia"

"Válvula 1"
By-Pass" "Porcentagem da vazão de ar destinada para

"Ponto 3"

$m_{\dot{ar}3}=(1-V_1)*m_{\dot{ar}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"

"Válvula 2" "Porcentagem da vazão de ar destinada ao Queimador Secundário"

$V_2=1/7$ "Porcentagem da vazão distribuída entre cada
Swirl"

"Ponto 4"

$T_4=T_2$ "[K] Temperatura"

$h_4 = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_4)$ "[kJ/kg] Entalpia"
 $m_{\text{dot_ar_4}} = (1 - V_2) * m_{\text{dot_ar_3}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 "Ponto 5"
 $T_5 = 2000$ "[K] Temperatura no combustor Primário"
 $m_{\text{dot_ar_5}} = m_{\text{dot_ar_4}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 $h_5 = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_5)$ "[kJ/kg] Entalpia"
 "Ponto 6"
 $T_6 = T_2$ "[K] Temperatura"
 $h_6 = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_6)$ "[kJ/kg] Entalpia"
 $m_{\text{dot_ar_6}} = V_2 * m_{\text{dot_ar_3}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 "Ponto 7"
 $T_7 = T_5$ "[K] Temperatura"
 $h_7 = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_7)$ "[kJ/kg] Entalpia"
 $m_{\text{dot_ar_7}} = m_{\text{dot_ar_6}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 "Ponto 8"
 $m_{\text{dot_ar_8}} = m_{\text{dot_ar_5}} + m_{\text{dot_ar_7}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 $h_8 = ((m_{\text{dot_ar_5}} * h_5) + (m_{\text{dot_ar_7}} * h_7)) / m_{\text{dot_ar_8}}$ "[kJ/kg] Entalpia"
 "Ponto 9 - By-Pass"
 $T_9 = T_2$ "[K] Temperatura"
 $m_{\text{dot_ar_9}} = V_1 * m_{\text{dot_ar}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 $h_9 = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_9)$ "[kJ/kg] Entalpia"
 "Ponto 10"
 $T_{10} = 1220$ "[K] Temperatura máxima de entrada na Turbina"
 $P_{10} = P_2$ "[kPa] Pressão"
 $m_{\text{dot_ar_10}} = m_{\text{dot_ar_8}} + m_{\text{dot_ar_9}}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 $h_{10} = ((m_{\text{dot_ar_8}} * h_8) + (m_{\text{dot_ar_9}} * h_9)) / m_{\text{dot_ar_10}}$ "[kJ/kg] Entalpia"
 $h_{10} = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_{10})$
 "Turbina"
 $\text{ETA}_{\text{turb}} = 0,85$ "Eficiência isentrópica da Turbina"
 $T_{10} / T_{11_s} = ((P_{10} / P_{11})^{((k-1)/k)})$
 $\text{ETA}_{\text{turb}} = (T_{10} - T_{11}) / (T_{10} - T_{11_s})$ "Temperatura"
 $W_{\text{dot_turbina}} = m_{\text{dot_ar}} * (h_{10} - h_{11})$ "[kW] Trabalho da Turbina"
 "Ponto 11"
 $P_{11} = P_1$ "[kPa] Pressão"
 $h_{11} = \text{enthalpy}(\text{AIR}; T = T_{11})$ "[kJ/kg] Entalpia"
 "Câmara de Combustão"
 $N_{\text{burner}} = 6$ "Número de Queimadores"

$\phi=0,85$ "Razão de Equivalência"
 $m_{\dot{ar}_p}=m_{\dot{ar}_4}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 $\phi=((m_{\dot{glp}_p}/m_{\dot{ar}_p})/(1/15,46)/1000)$ "[g/s] Vazão Mássica de GLP"

 $m_{\dot{ar}_s}=m_{\dot{ar}_6}$ "[kg/s] Vazão Mássica"
 $\phi=((m_{\dot{glp}_s}/m_{\dot{ar}_s})/(1/15,46)/1000)$ "[g/s] Vazão Mássica de GLP"

 "Ciclo"

 $W_{Liquido}=W_{\dot{turbina}}-W_{\dot{compressor}}$ "[kW]"
 $Q_{\dot{ambiente}}=m_{\dot{ar}}(h_{11}-h_1)$ "[kW]"
 $Q_{\dot{combustão}}=m_{\dot{ar}}(h_{10}-h_2)$ "[kW]"

 $\eta_{ciclo}=100*(W_{Liquido}/Q_{\dot{combustão}})$ "[%]"

Anexo 3

Experimento de Caracterização dos Combustores – Variação do Swirler

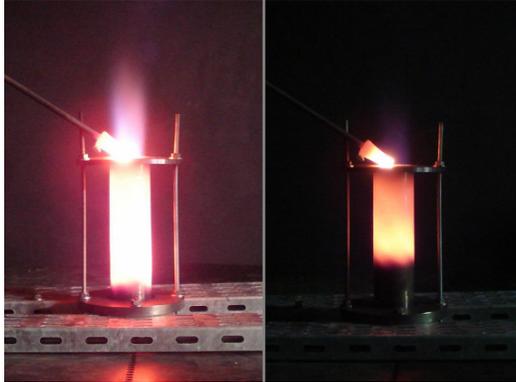


Figura ANEXO 3.1 – Injetor de 90°, Swirlers de 45° e 60°
Vazão de Ar = 6 g/s.

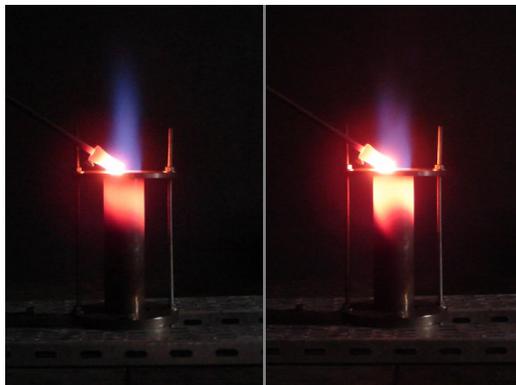


Figura ANEXO 3.2 – Injetor de 90°, Swirlers de 45° e 60°
Vazão de Ar = 12 g/s.

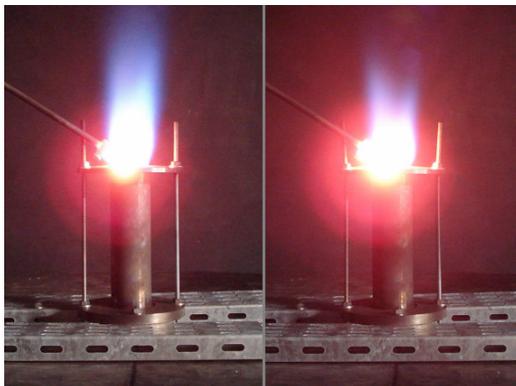


Figura ANEXO 3.3 – Injetor de 90°, Swirlers de 45° e 60°
Vazão de Ar = 18 g/s.

Experimento de Caracterização dos Combustores – Variação do Injetor

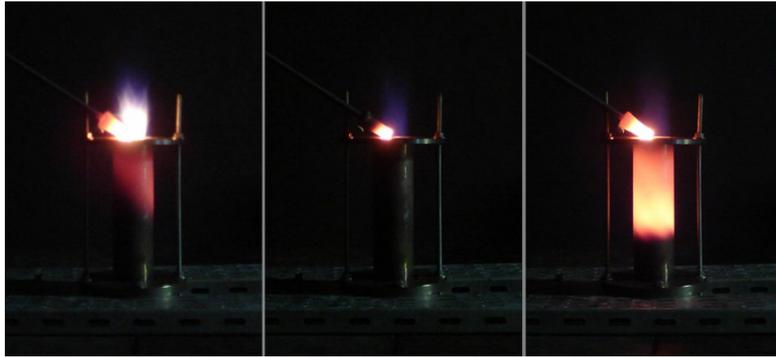


Figura ANEXO 3.4 – Swirler de 60° – Injetores de 30°, 60° e 90°
Vazão de Ar = 6 g/s.

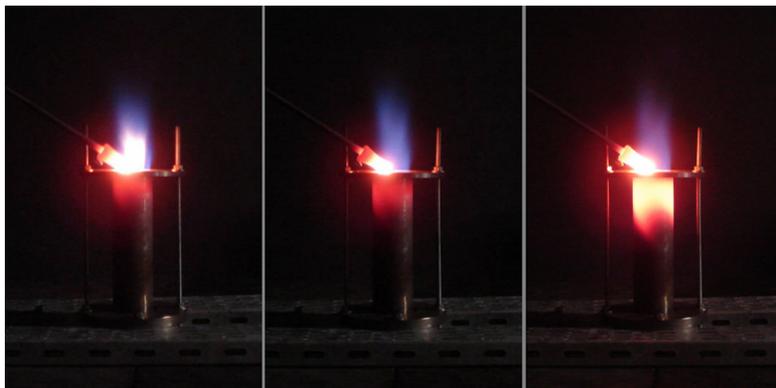


Figura ANEXO 3.5 – Swirler de 60° – Injetores de 30°, 60° e 90°
Vazão de Ar = 12 g/s.

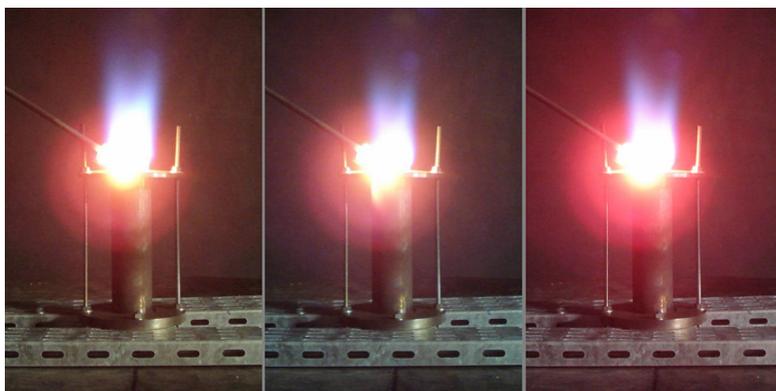
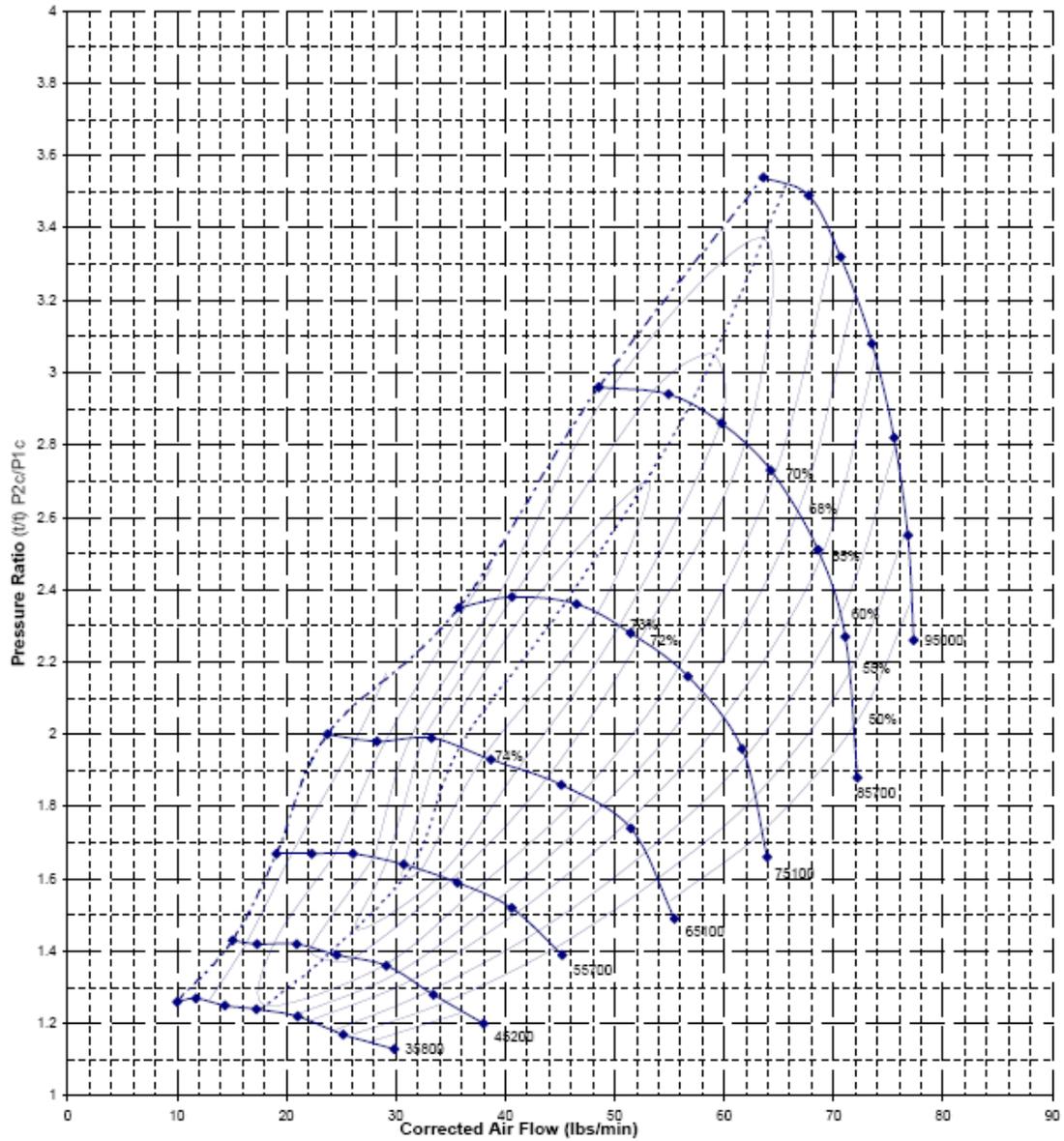


Figura ANEXO 3.6 – Swirler de 60° – Injetores de 30°, 60° e 90°
Vazão de Ar = 18 g/s.

Anexo 4

Mapa do Compressor.



Anexo 5

Medidores de Vazão – Placa de Orifício

A teoria da medição de vazão por pressão diferencial é fundamentada em leis físicas conhecidas. As equações teóricas devem ser completadas por coeficientes práticos, para que a vazão possa ser medida com precisão. A teoria considera a equação da continuidade e a equação de Bernoulli. A equação da continuidade aplicada a um fluxo que escoar por uma tubulação cuja a seção varia de S_1 para S_2 e um determinado instante, cuja vazão volumétrica Q_v é igual ao produto da velocidade V pela seção S é dado por:

$$S_1 V_1 = S_2 V_2 = Q_v \quad (0.1)$$

A equação de Bernoulli apresenta a seguinte forma simplificada, para um trecho horizontal e utilizando o S.I:

$$\frac{V_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = \frac{V_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} \quad (0.2)$$

sendo: V a velocidade em m/s , p a pressão em Pa e ρ a massa específica do fluido em kg/m^3 , os índices referem-se às seções 1 e 2, respectivamente.

Rearranjando as equações (0.1) e (0.2) para o uso direto no cálculo de vazão em placas de orifício e empregando os símbolos β e E , usados internacionalmente, temos:

$$V_1 = E \beta^2 \sqrt{(2/\rho)(p_1 - p_2)} \quad (0.3)$$

onde: $\beta = d/D$, $E = 1/\sqrt{(1-\beta^4)}$, D o diâmetro da seção 1 e d o diâmetro da seção 2.

A equação de Bernoulli não pode ser aplicada diretamente para escoamentos reais, já que estes são muito diferentes das condições adotadas como critério inicial. Considerações como escoamento permanente, incompressível, escoamento ao longo de uma linha de corrente, ausência de atrito, velocidades uniformes necessitam ser corrigidas na

representação do fluxo real. A fim de permitir o uso da equação para o uso prático é necessário introduzir um coeficiente de descarga C e um fator expansão ε , utilizado para a correção da massa específica do gás, tem em vista que essa propriedade se altera pela mudança de pressão. Desta forma temos:

$$Q_v = CE\beta^2 \cdot S_1 \cdot \varepsilon \sqrt{(p_1 - p_2) / \rho} \quad (0.4)$$

Considerando ainda que $Q_m = Q_v \cdot \rho$, temos:

$$Q_v = CE\beta^2 \cdot S_1 \cdot \varepsilon \sqrt{\Delta P \cdot \rho} \quad (0.5)$$

O fator de expansão isentrópica ε , aplicado para gases e vapores. É representado por uma equação empírica, válida para placas de orifício com tomadas de pressão do tipo “corner taps”. De acordo com a norma ISO 5176*98, a equação apresentada para o cálculo de ε é dado por:

$$\varepsilon_1 = 1 - \left(0,351 + 0,256\beta^4 + 0,93\beta^8\right) \left[1 - (P_2 / P_1)^{1/k}\right] \quad (0.6)$$

As placas de orifício clássicas não podem ser utilizadas para tubulações com diâmetro inferior a 50 mm, de acordo com a norma ISO5167. Para o caso de em que a tubulação é menor que 25mm, existem trabalhos e referencias confiáveis que permitem aplicar placas de orifício a tubos de até 12mm. A incerteza associada aos coeficientes de descarga de placas de orifício de pequenos diâmetros é da ordem de $\pm 2\%$. A ASME, em 1971, propôs a seguinte equação:

$$\begin{aligned} CE &= C'E + B_m \sqrt{\left(\frac{10^6}{R_D}\right)} \\ C'E &= 0,5991 + \frac{0,1118}{D} + \left[0,3155 + \frac{0,4454}{D}\right] \cdot (\beta^4 + 2\beta^{16}) \\ B_m &= \frac{0,0134}{D} - 0,000192 + \left[0,1648 - \frac{0,02946}{D}\right] \cdot (\beta^4 + 4\beta^{16}) \end{aligned} \quad (0.7)$$

onde R_D é o número de Reynolds.

Medidores de Vazão – Bocal

A formulação adotada na medição de vazão com o uso de bocal a análoga a utilizada para placas de orifício. A equação da continuidade e de Bernoulli é dada pelas equações (0.1) e (0.2). No caso do bocal proposto, considera-se que no ponto 1, um local distante do bocal, o escoamento está estagnado e submetido a pressão atmosférica, o que resulta que V_1 é igual a zero e P_1 equivale a P_{atm} . Aplicando também o coeficiente que corrige a vazão de um escoamento teórico para se obter o correspondente real, a equação para o cálculo de vazão mássica real resulta em:

$$\dot{m}_{real} = C \frac{\pi D_{bocal}^2}{4} \sqrt{2\rho(p_2 - p_{atm})} \quad (0.8)$$

Coefficientes de vazão típicos estão na faixa $0,95 < C < 0,99$, valores de mais elevados aplicam-se para altos números de Reynolds. Dessa forma, a vazão em massa pode ser calculada com erro próximo de $\pm 2\%$ usando a equação (0.8) com $C=0,96$.

Medidores de Vazão – Turbina

As turbinas têm sua rotação definida pelas condições em que o fluido se encontra, tais como pressão, temperatura e viscosidade. Denominada de condição de fluxo, Q_{flx} , é necessário realizar uma correção para a condição de leitura, Q_{ref} , condição essa em que o equipamento é calibrado. A equação utilizada para essa correção é dada por:

$$Q_{ref} = Q_{flx} (P_{flx} / P_{ref}) (T_{ref} / T_{flx}) (Z_{ref} / Z_{flx}) \quad (0.9)$$

Com frequência as turbinas para gases têm aplicações em medições destinadas a transações comerciais, devendo ser homologadas, no Brasil, pelo INMETRO. A portaria 114, de 16 de outubro de 1997, estabelece os requisitos a serem atendidos pelos fabricantes de turbinas, para a sua comercialização no Brasil. Segundo essa portaria, as condições de referencia para a qual dever ser calibrada a leitura do medidor é a temperatura de 20 °C e a pressão de 101.325 Pa.

Anexo 6

Especificações do Analisador de Gases

Marca: Eurotron Modelo: Greenline 8000

Tabela ANEXO 6.1 – Especificações do analisador de gases
Eurotron Greenline 8000

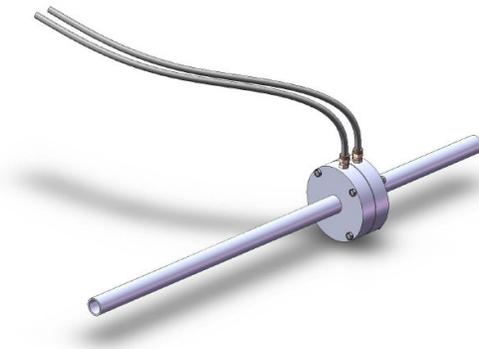
Parâmetro	Sensor	Faixa de operação	Res.	Incerteza
O2	Eletroquímico	0 – 25%	0.1%	±0.1% vol
CO	Eletroquímico	0 – 8000 ppm	1 ppm	<300 ppm=±10 ppm acima de 2000 ppm=±4% >2000 ppm=±10%
CO	Eletroquímico	0 – 20000 ppm	1 ppm	<300 ppm ppm=±10 acima de 2000 ppm=±4% >2000 ppm=±10%
CO	NDIR	0 – 2500 ppm	10 ppm	±2%. F.S.
CO	NDIR	0 – 15.00%	0.01%	±3% rdg or ±0.3%
CO%	Eletroquímico	10%	0.01%	±100 ppm <0,02% ±5% rdg or 10%
NO	Eletroquímico	0 - 4000 ppm	1 ppm	<100 ppm=±5 ppm acima de 3000 ppm=±4%
NO2	Eletroquímico	0 - 1000 ppm	1 ppm	<100 ppm=±5 ppm acima de 800 ppm=±4%
COx	Calculado	0 - 4000 ppm	1 ppm	
SO2	Eletroquímico	0 - 4000 ppm	1 ppm	Acima de 2000 ppm=±4% <100 ppm=±5 ppm
CO2	Calculado	0 – 99.9%	0.1%	
CO2	NDIR	0 – 20.00%	0.01%	±3% rdg or ±0.3%
CxHy	Pellistor	0 – 5%	0.01%	±5% rdg
CxHy	NDIR	0 – 5.00% ppm	1 ppm	±3% rdg or ±10ppm *
H2S	Eletroquímico	0 - 1000 ppm	1 ppm	±5 ppm <100 ppm ±4% rdg ou 1000 ppm
Tar	Pt100	-10 – 99.9°C	0.1°C	±(0.2% rdg + 0.15°C)
Tgas	Tc K	0 – 999.9°C	0.1°C	±(0.3% rdg + 0.3°C)
ΔT	Calculado	0 – 999.9°C	0.1°C	
T flow /T return	Tc K	-10 – 99.9°C	0.1°C	±(0.3% rdg + 0.3°C)
Excesso de ar	Calculado	1.00 – infinito	0.01	
Velocidade do Gás	Calculado	0 – 99.9 m/s	0.1 m/s	
Eficiência	Calculado	1 – 99.9%	0.1%	
Índice de Fumaça		0 – 9 Bacharach		

Anexo 7

Desenhos Técnicos

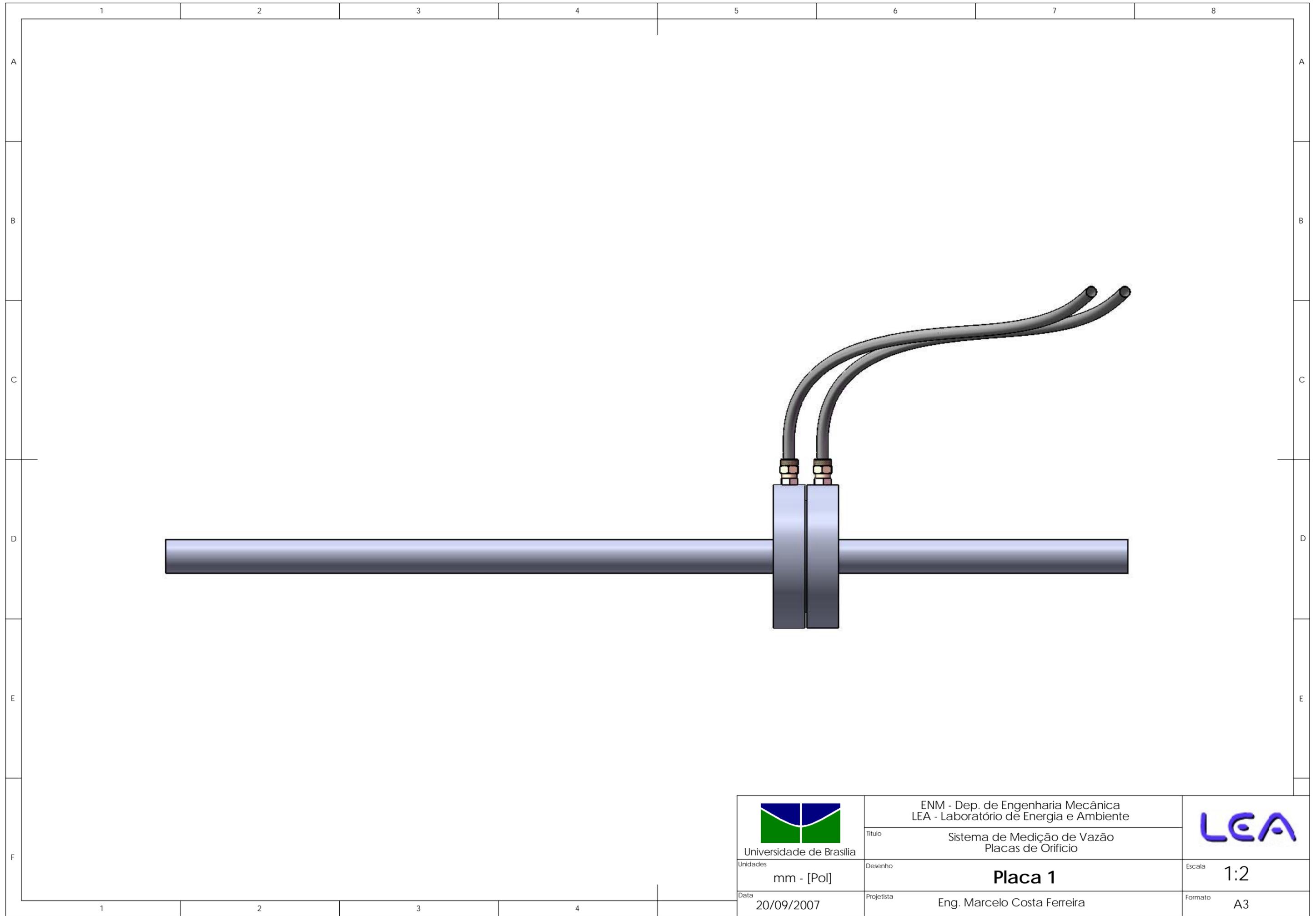
A partir das dimensões definidas no decorrer do projeto, desenhos técnicos foram elaborados, para proceder com os processos de fabricação do combustor DLN-LPP e seus sistemas auxiliares. Tais desenhos são apresentados nas páginas a seguir, na seguinte seqüência:

1. Desenhos das placas de orifício, medidoras de vazão.



2. Desenhos dos componentes que compõem a câmara de combustão da bancada de microturbina.





 Universidade de Brasília	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Titulo Sistema de Medição de Vazão Placas de Orifício	
Unidades mm - [Pol]	Desenho Placa 1	Escala 1:2
Data 20/09/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	Formato A3

1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

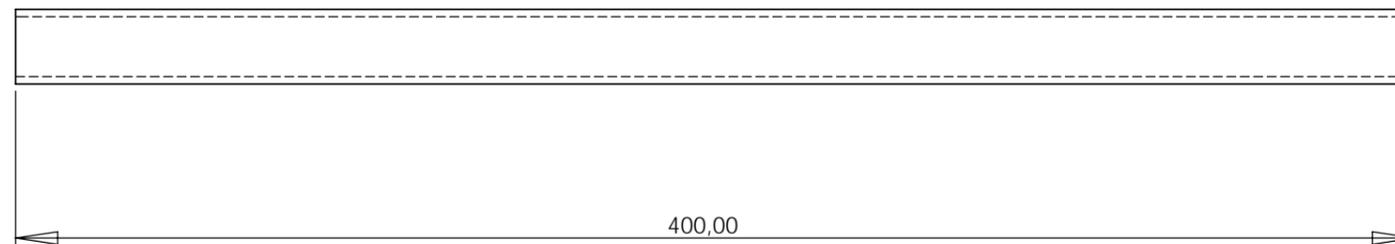
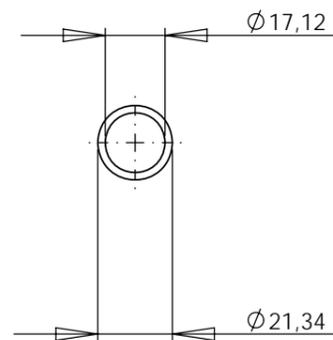
C

A

B

C

Tubo de Entrada



D

E

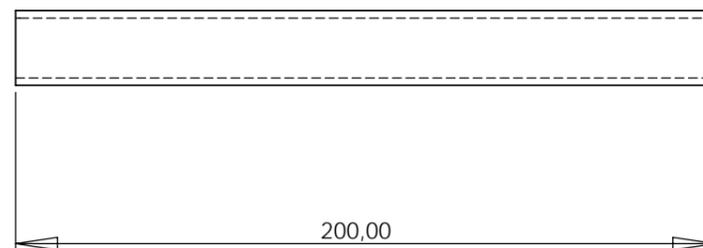
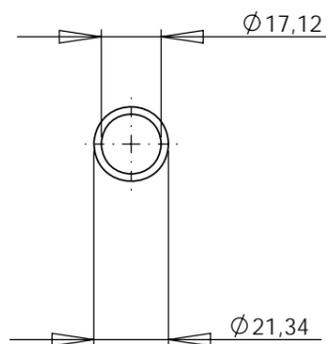
F

D

E

F

Tubo de Saída



Universidade de Brasília

Unidades
mm - [Pol]

Data
20/09/2007

ENM - Dep. de Engenharia Mecânica
LEA - Laboratório de Energia e Ambiente

Título
Sistema de Medição de Vazão
Placas de Orifício

Desenho
Placa 2

Projetista
Eng. Marcelo Costa Ferreira



Escala
1:2

Formato
A3

1

2

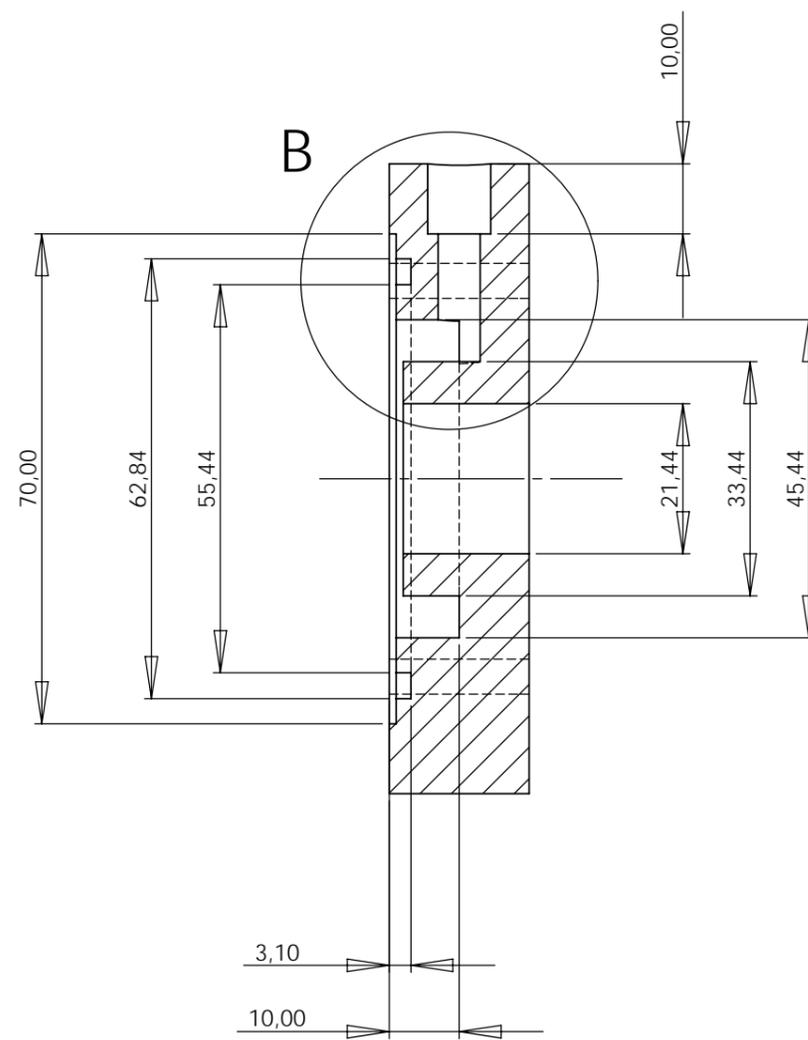
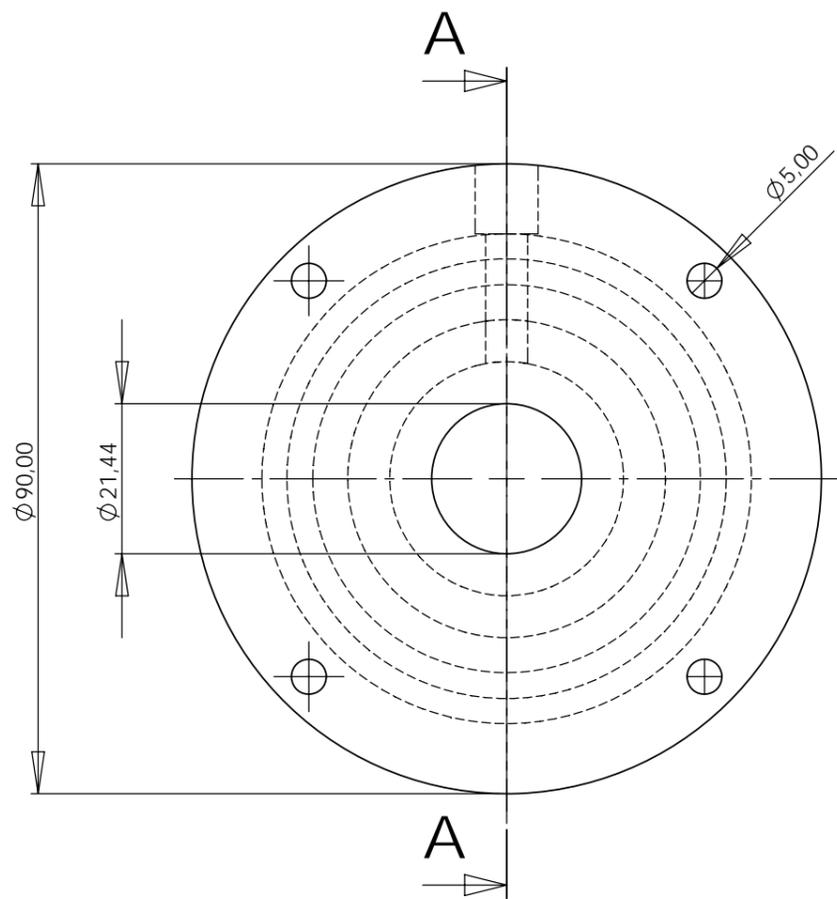
3

4

20/09/2007

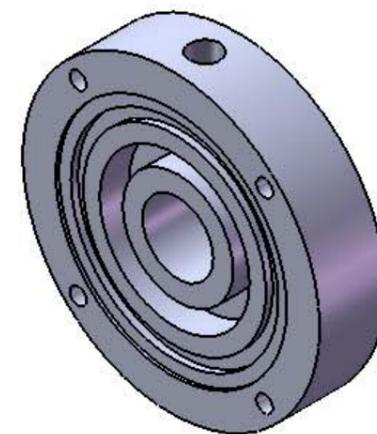
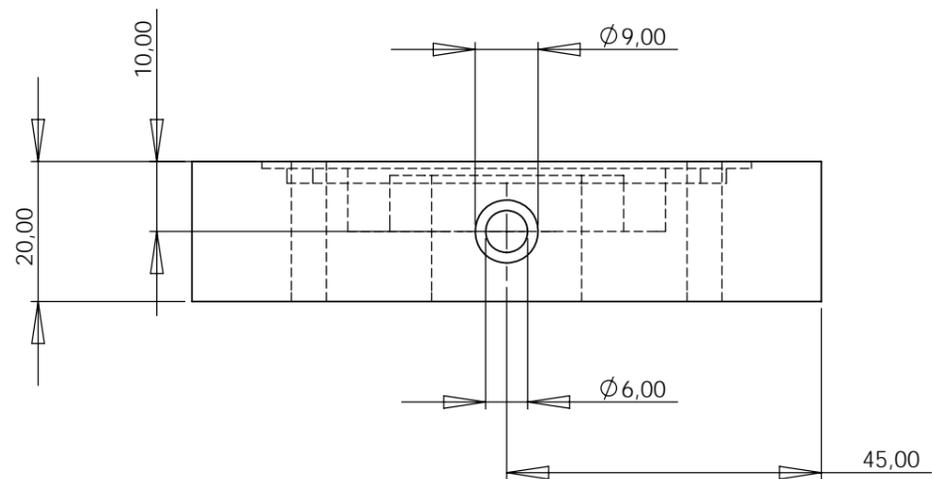
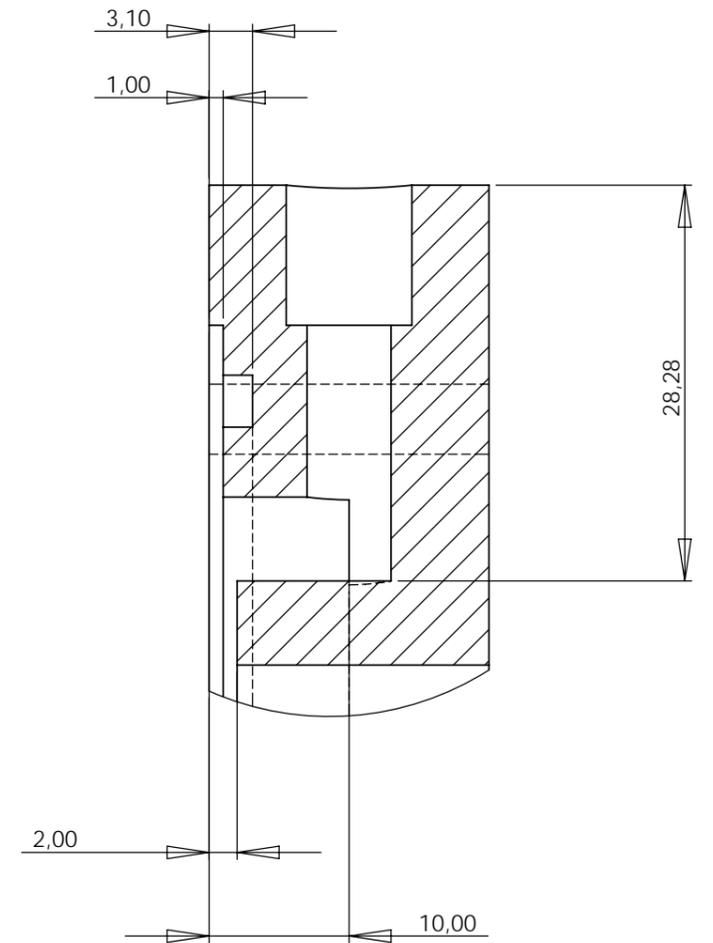
Eng. Marcelo Costa Ferreira

A3

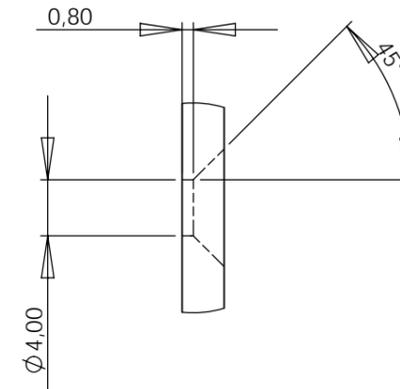
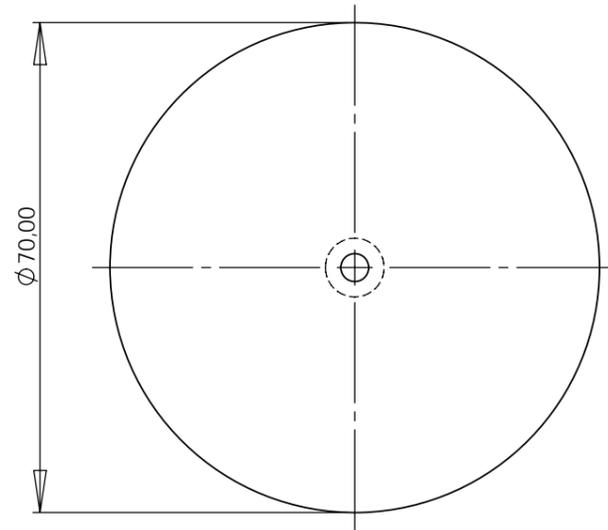
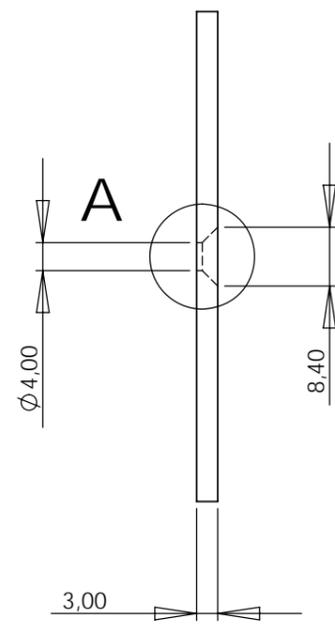


SECTION A-A
SCALE 1 : 1

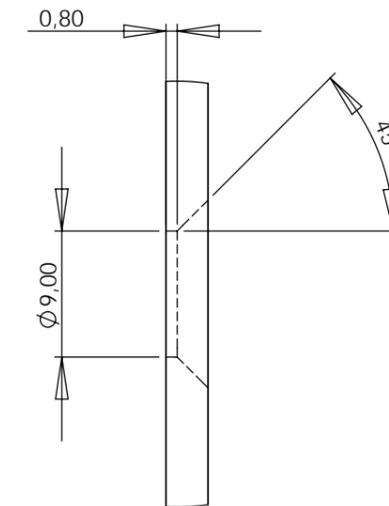
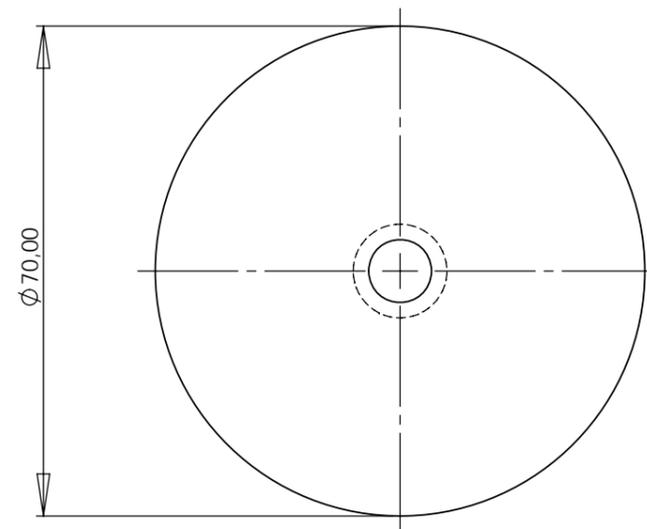
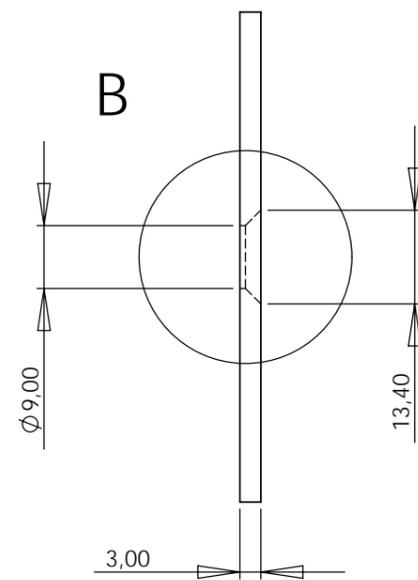
DETAIL B
SCALE 2 : 1



 Universidade de Brasília	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Sistema de Medição de Vazão Placas de Orifício	
Unidades mm - [Pol]	Desenho Placa 3	Escala 1:2
Data 20/09/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	Formato A3

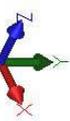
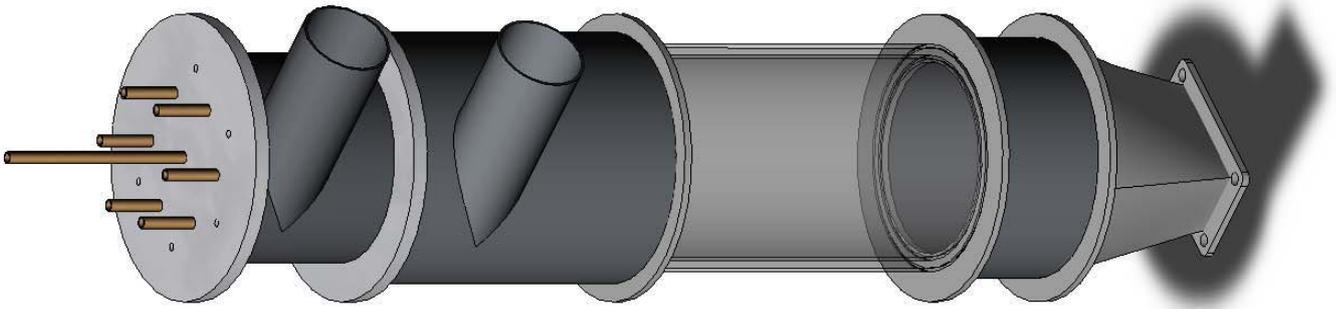


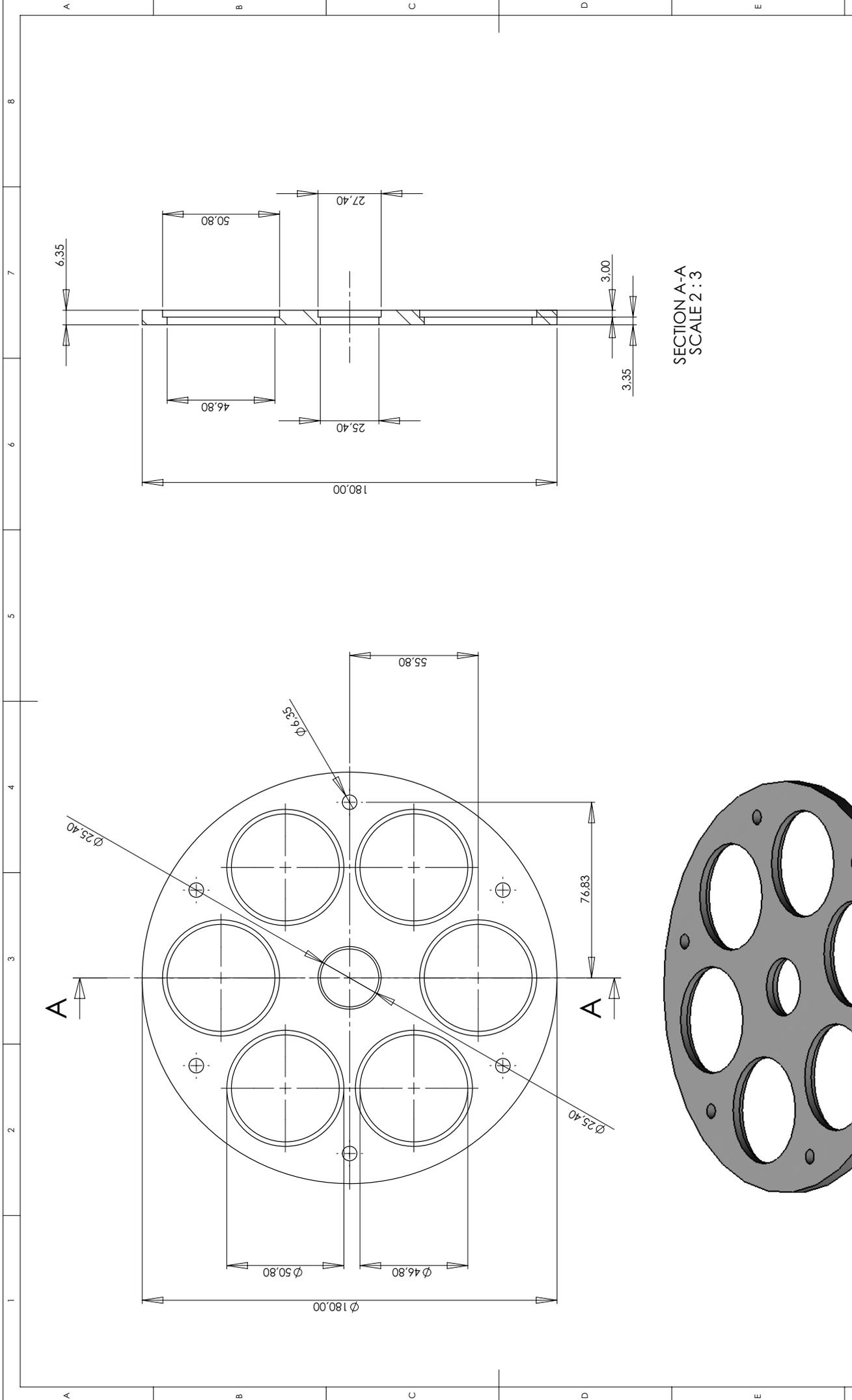
DETAIL A
SCALE 2 : 1



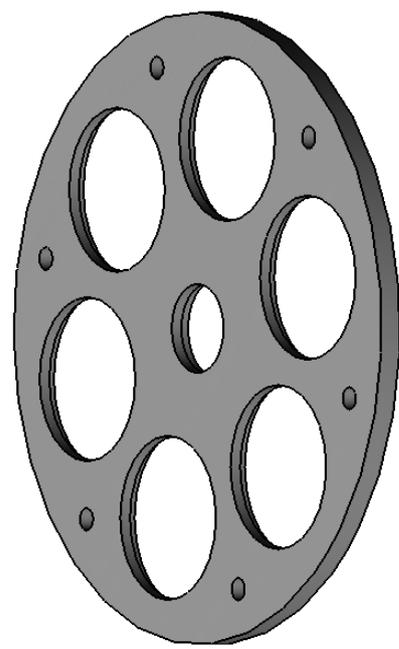
DETAIL B
SCALE 2 : 1

 Universidade de Brasília	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Titulo Sistema de Medição de Vazão Placas de Orifício	
Unidades mm - [Pol]	Desenho Placa 4	Escala 1:2
Data 20/09/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	Formato A3





SECTION A-A
SCALE 2:3



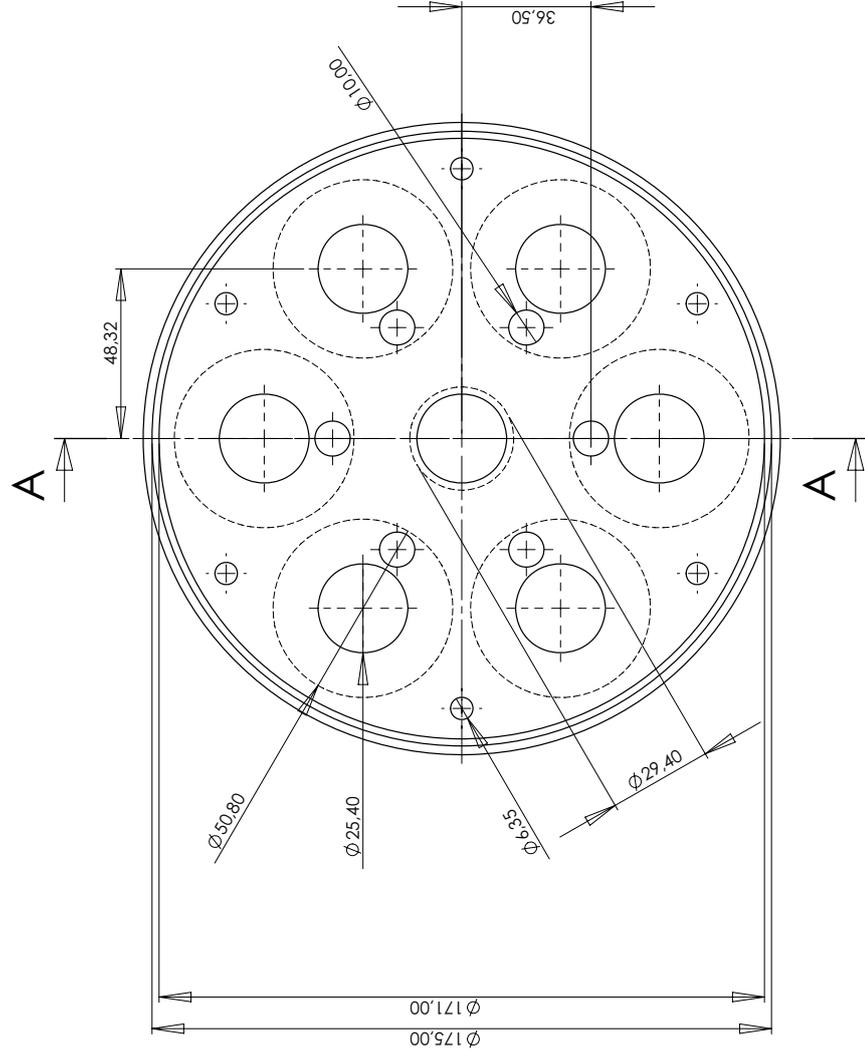
ENM - Dep. de Engenharia Mecânica
LEA - Laboratório de Energia e Ambiente
Título
Câmara de Combustão DLN - LPP
Projeto Microturbina

Universidade de Brasília
Unidades
mm - [Pol]
Desenho
Projelista
Eng. Marcelo Costa Ferreira

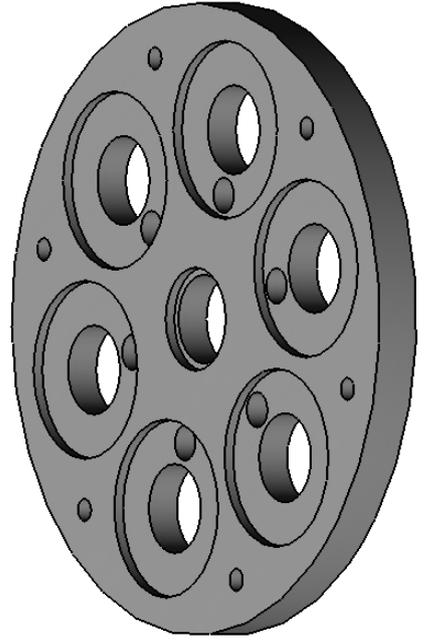
01-Flange 01
Escala 2:3
Formato A3
Data 24/07/2007



Escala 2:3
Formato A3



SECTION A-A
SCALE 2 : 3



Universidade de Brasília
Unidades

mm - [Pol]

Data 11/06/2007

ENM - Dep. de Engenharia Mecânica
LEA - Laboratório de Energia e Ambiente
Câmara de Combustão DLN - LPP
Projeto Microturбина

Título

Desenho

Projelista

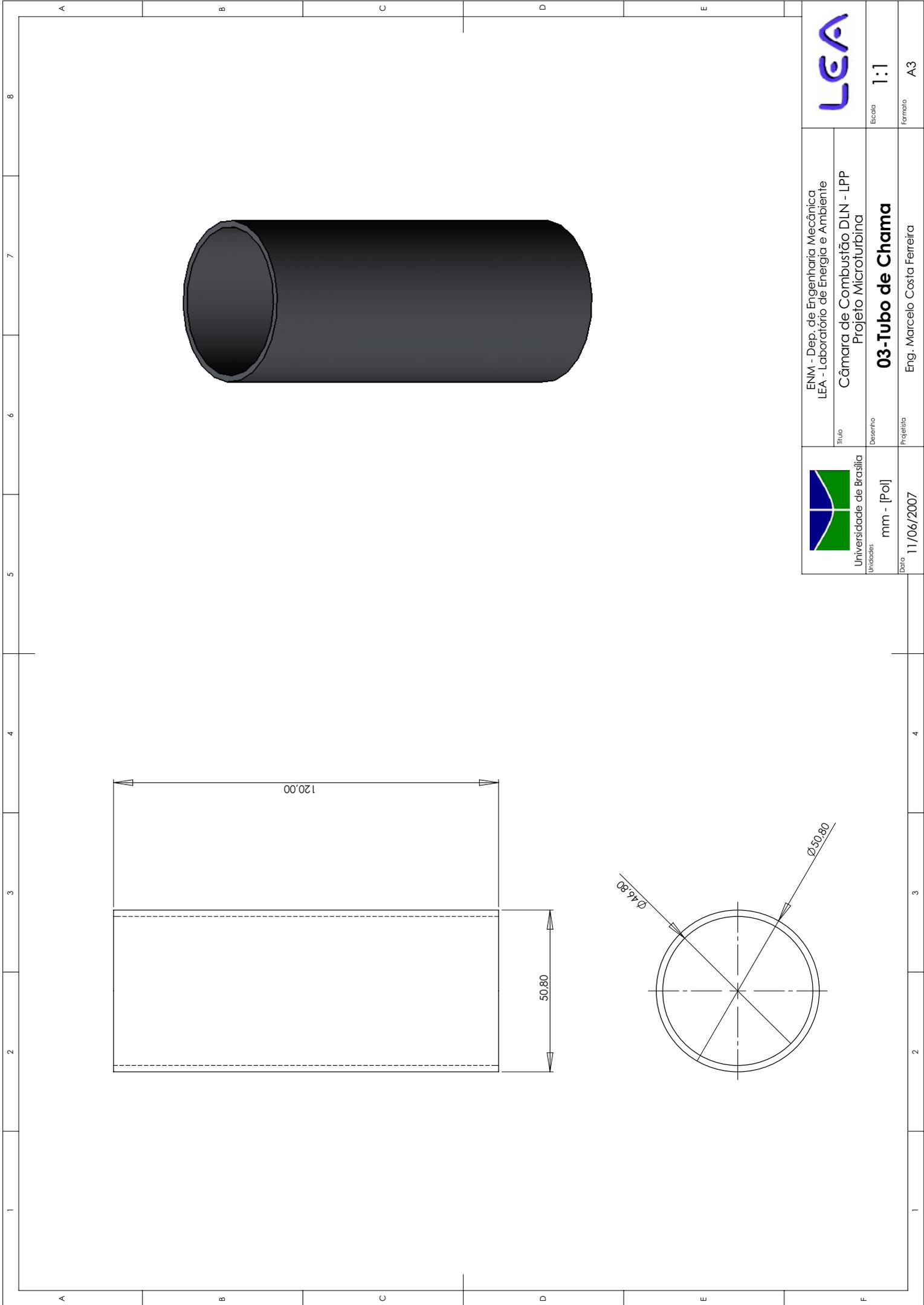
02-Flange 02- base swirl

Eng. Marcelo Costa Ferreira

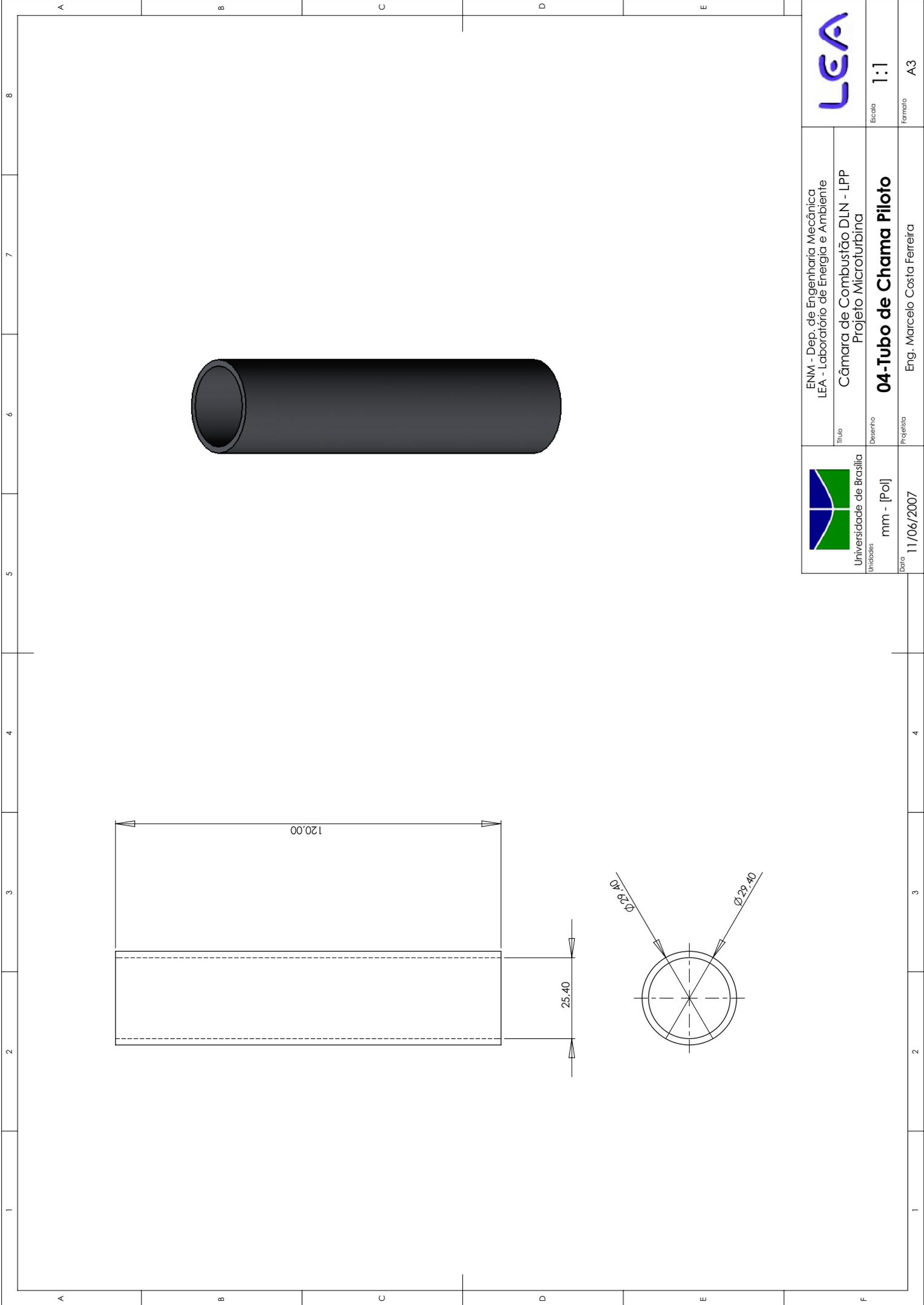
LEA

Escala 2:3

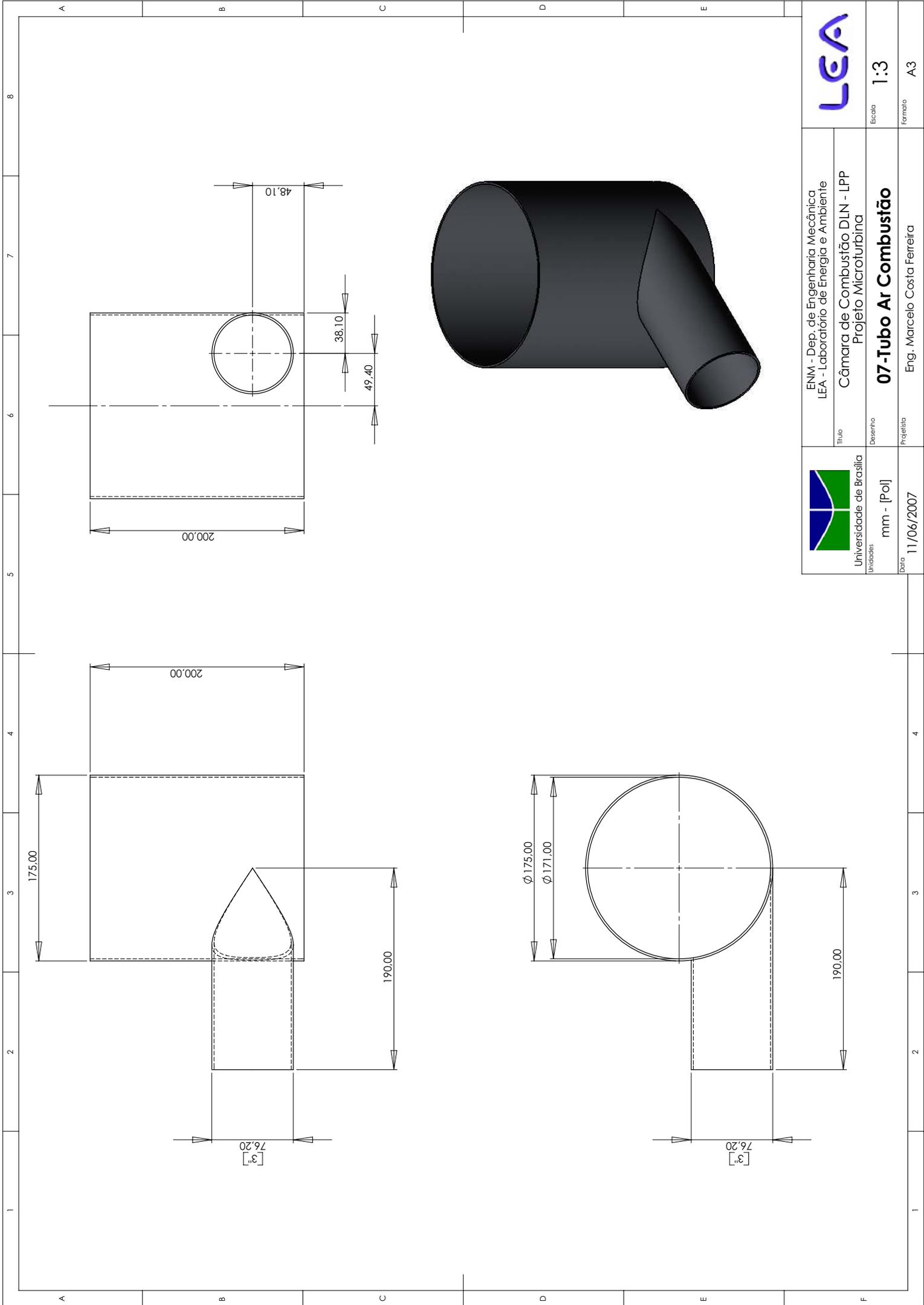
Formato A3



ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente		 Universidade de Brasília Unidades	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	 Escala 1:1
03-Tubo de Chama Eng. Marcelo Costa Ferreira			Desenho Projetista	
Data 11/06/2007				



	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Escala 1:1
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Desenho 04-Tubo de Chama Piloto	Formato A3
Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	



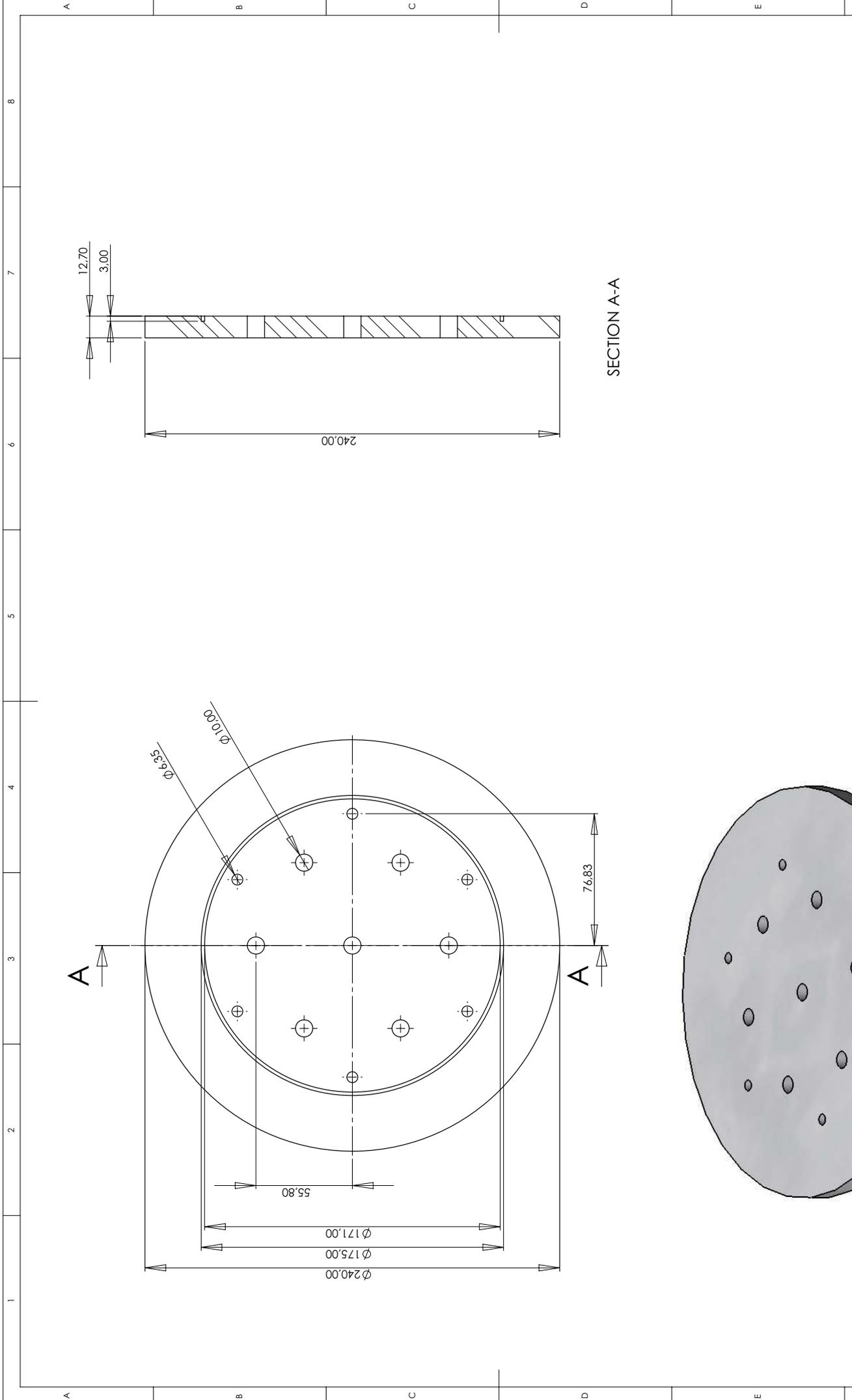
ENM - Dep. de Engenharia Mecânica
 LEA - Laboratório de Energia e Ambiente
 Câmara de Combustão DLN - LPP
 Projeto Microturbina

Universidade de Brasília
 Unidades
 mm - [Pol]
 Data 11/06/2007

LEA
 Escala 1:3
 Formato A3

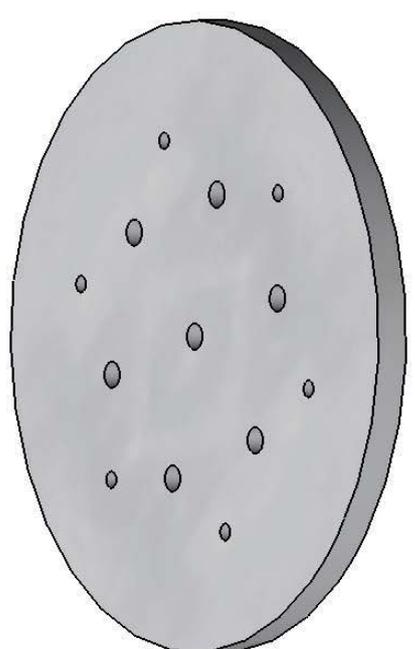
07-Tubo Ar Combustão
 Eng. Marcelo Costa Ferreira

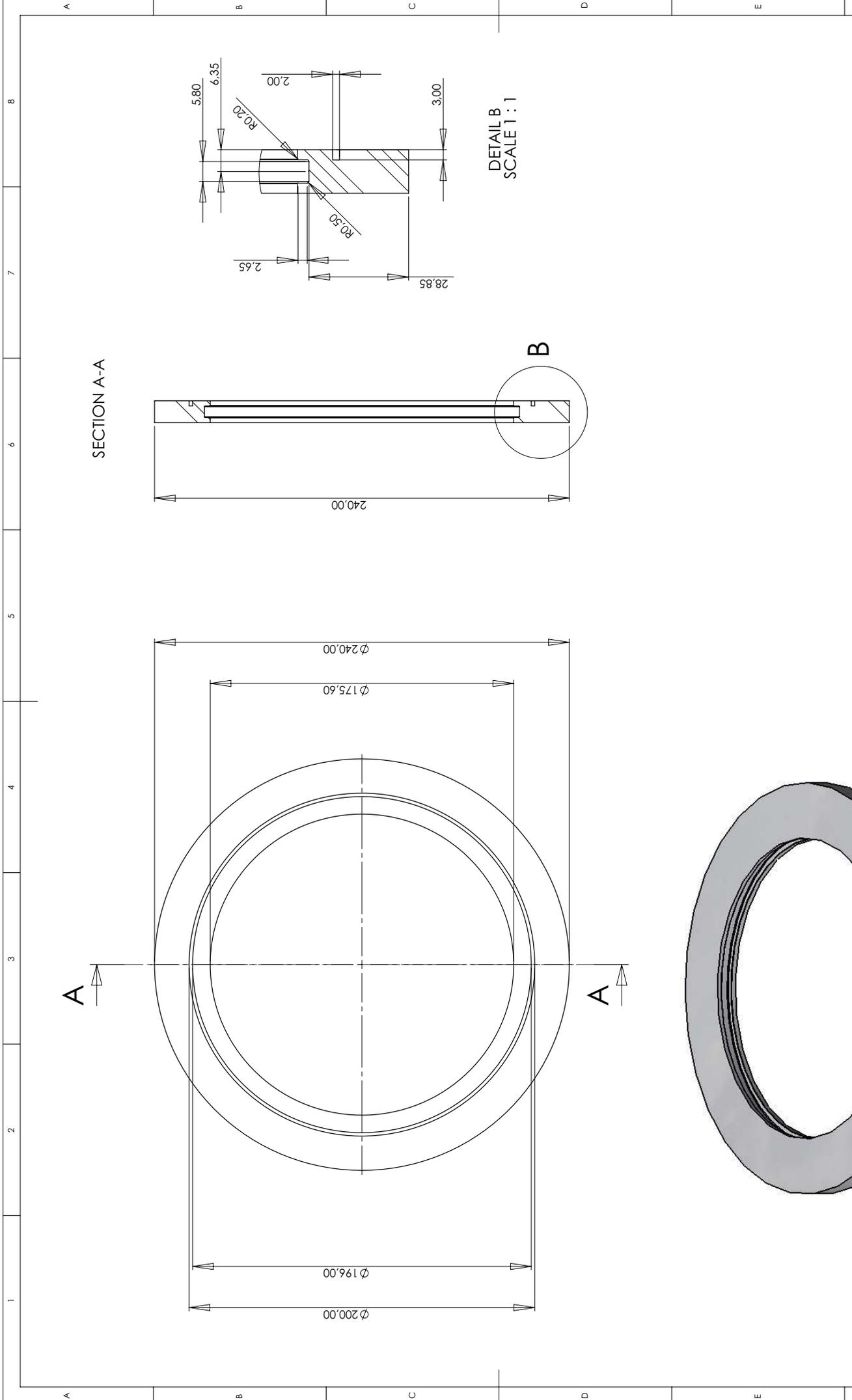
Título
 Desenho
 Projetista



SECTION A-A

	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Desenho 08-Tampa Swirl
Universidade de Brasília Unidades	mm - [Pol]	Escala 1:2
Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	Formato A3

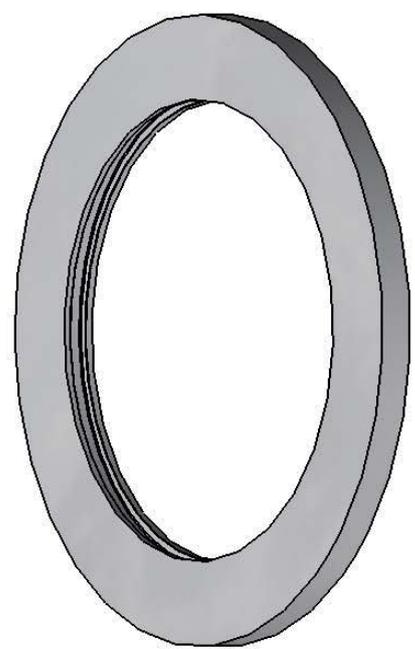


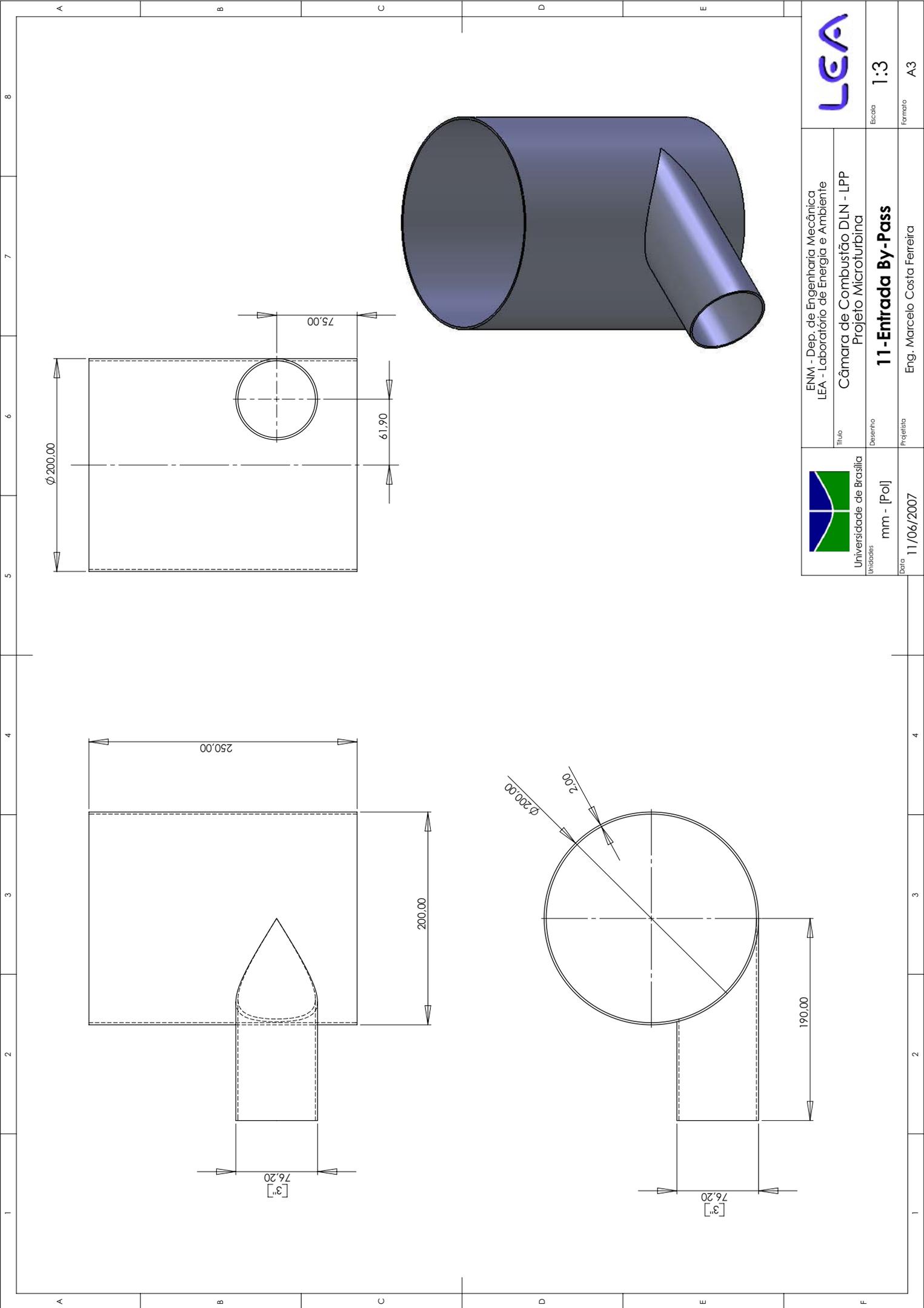


SECTION A-A

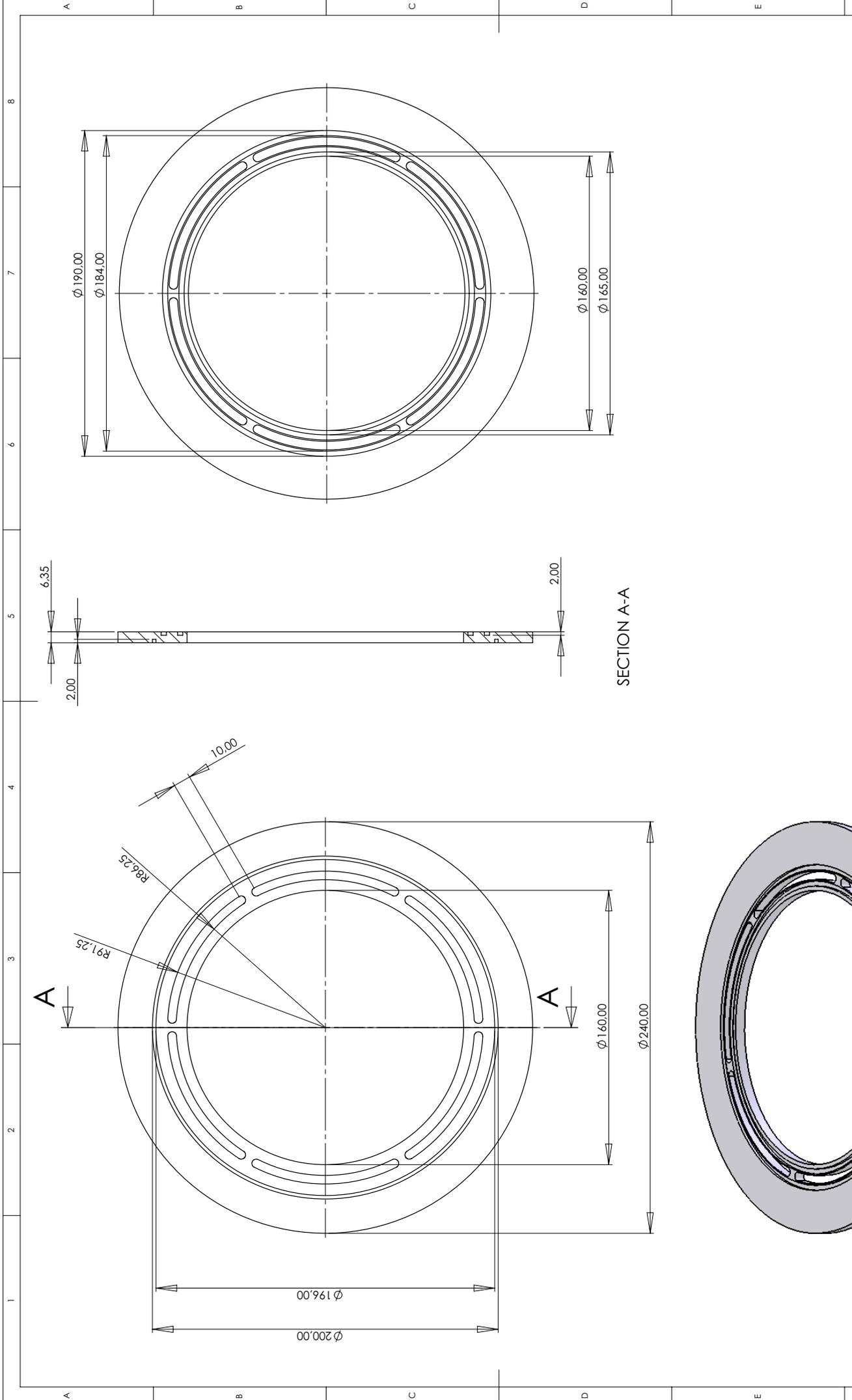
DETAIL B
SCALE 1:1

	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Desenho 10-Flange 04 Móvel
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Data 11/06/2007	Escala 1:2
Eng. Marcelo Costa Ferreira		Formato A3





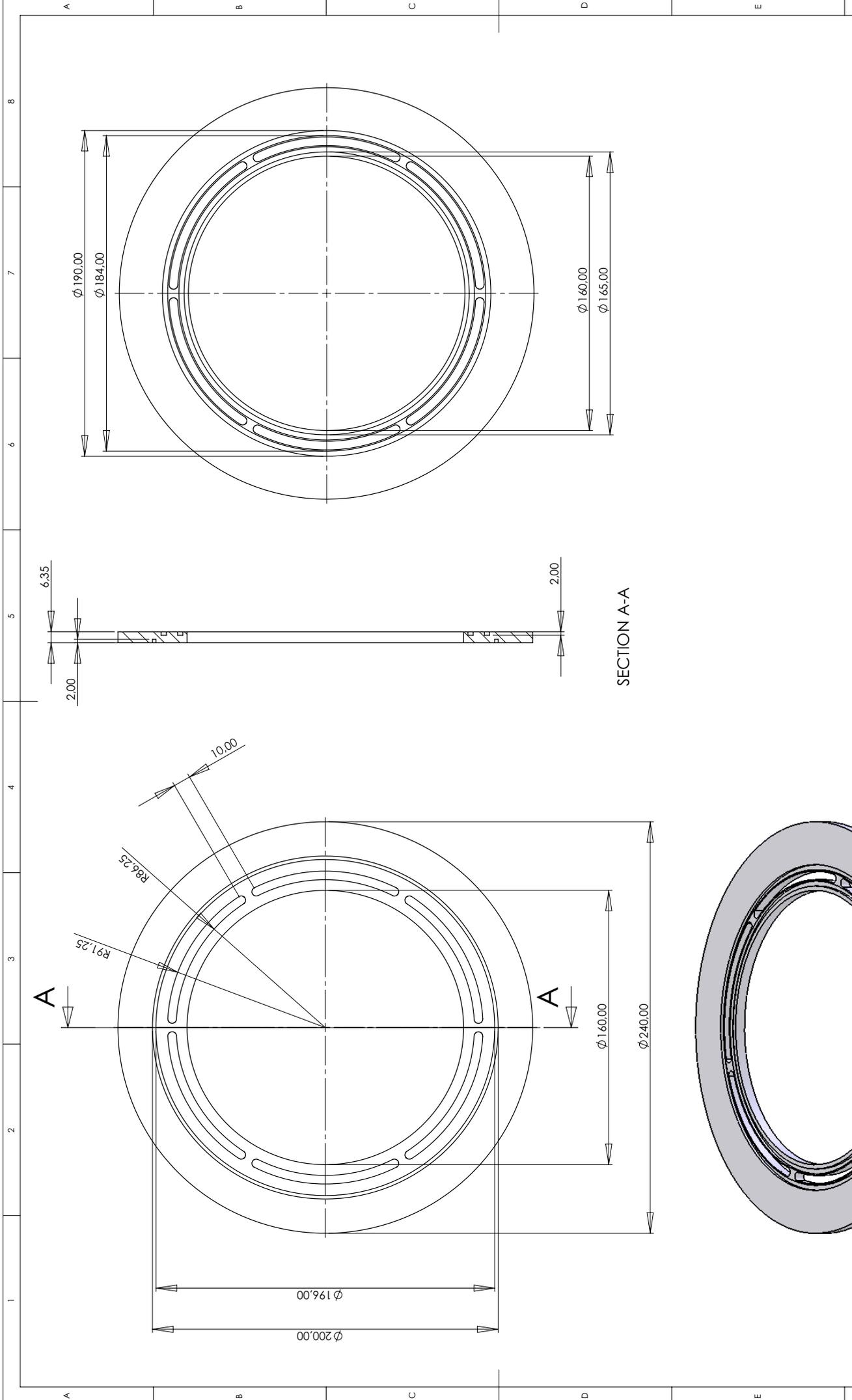
 Universidade de Brasília Unidades	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	CÂMARA de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	
mm - [Pol]	Desenho	Escala 1:3
Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	Formato A3



SECTION A-A

	
ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Escala 1:2
Desenho Eng. Marcelo Costa Ferreira	Formato A3
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Data 11/06/2007
12-01 - Flange 03 Saída	

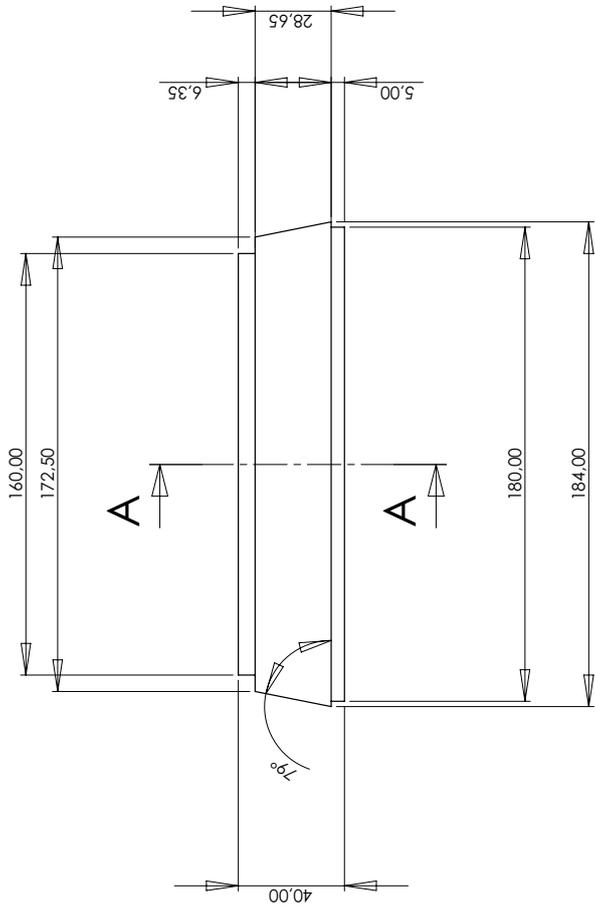




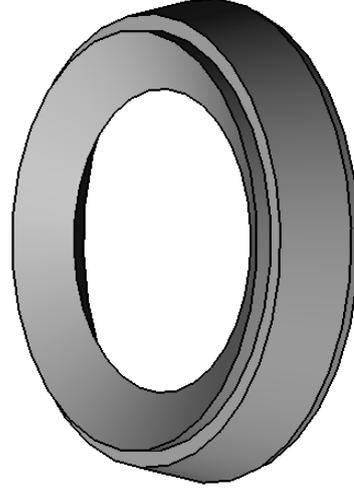
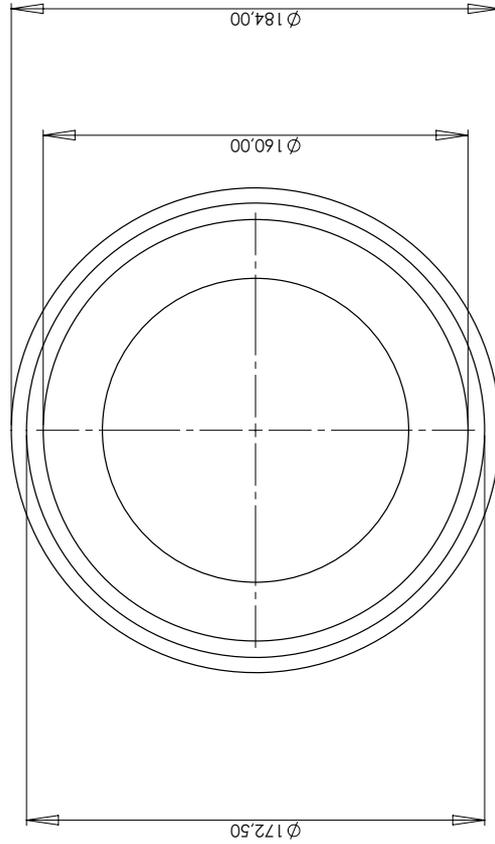
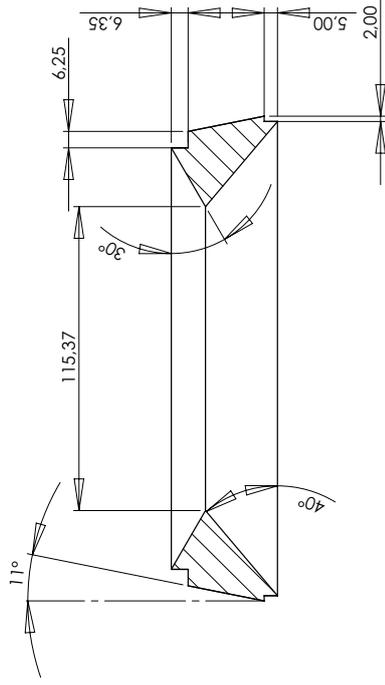
SECTION A-A

	
ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	
Título Desenho	Escala 1:2
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Data 11/06/2007
Eng. Marcelo Costa Ferreira	
Formato A3	





SECTION A-A



ENM - Dep. de Engenharia Mecânica
LEA - Laboratório de Energia e Ambiente
Câmara de Combustão DLN - LPP
Projeto Microturbina

LEA

Universidade de Brasília
Unidades
mm - [Pol]

Desenho

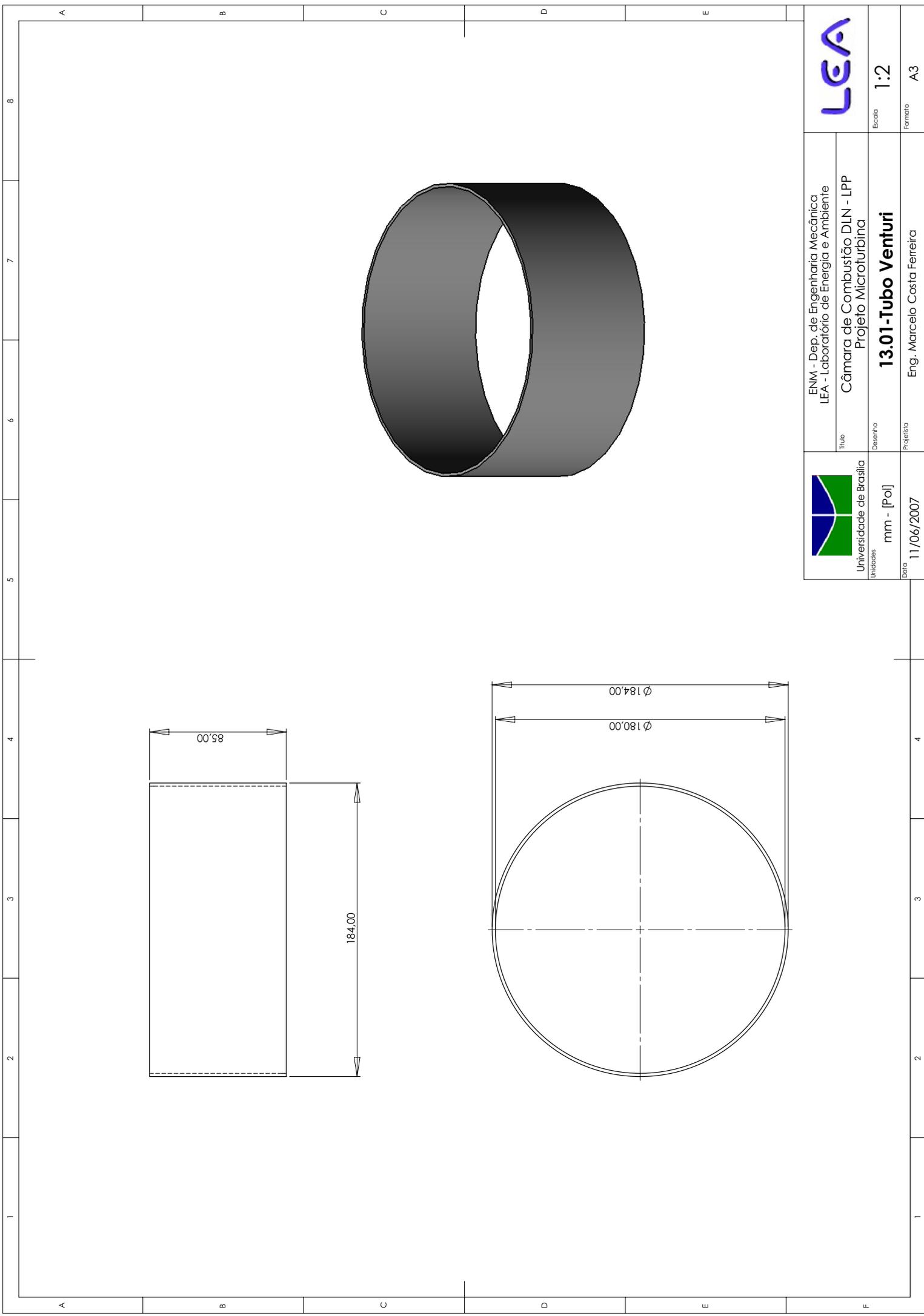
13-Venturi

Escala 1:2

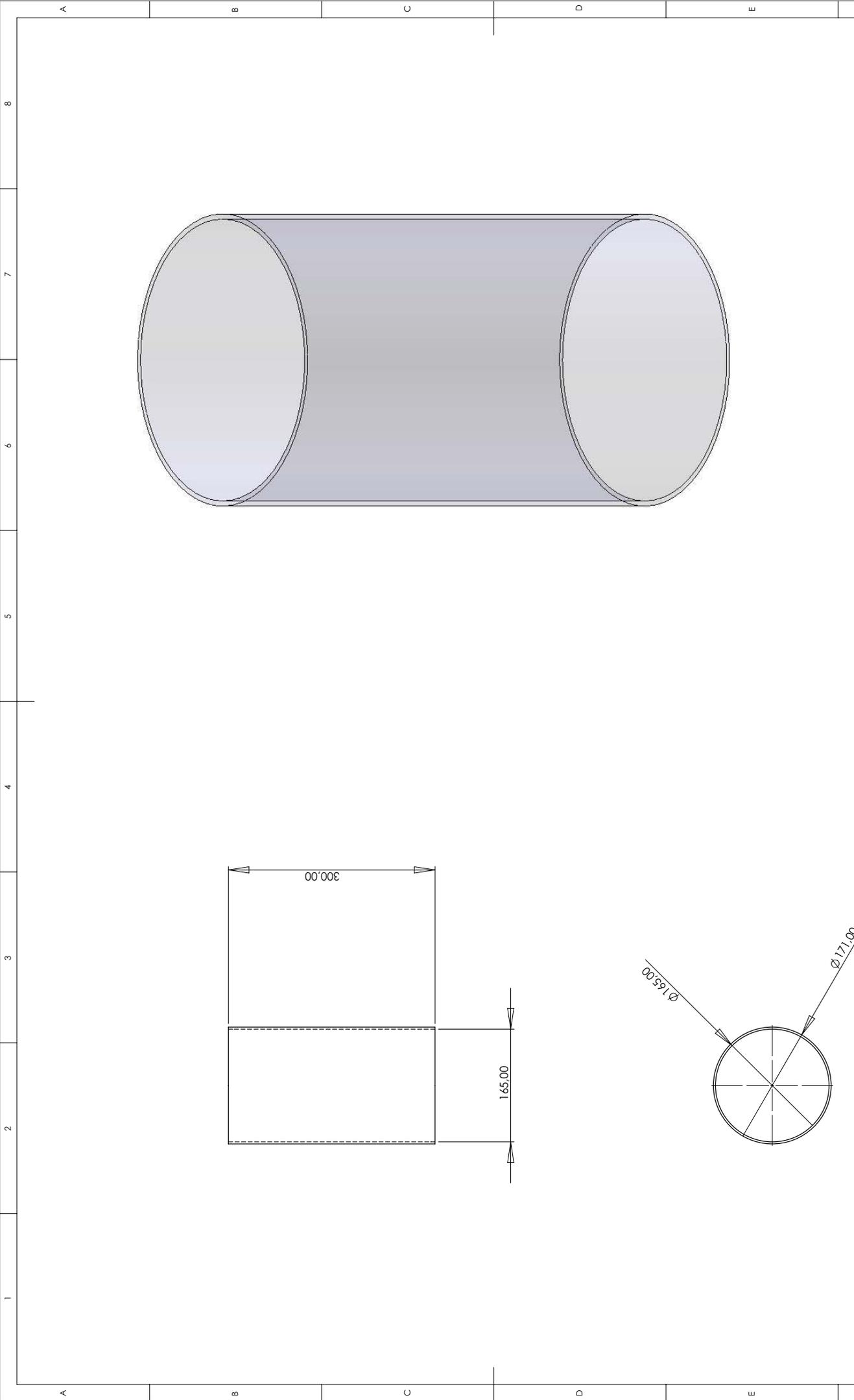
Data 11/06/2007

Projeta Eng. Marcelo Costa Ferreira

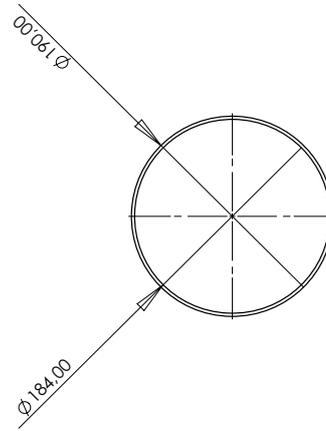
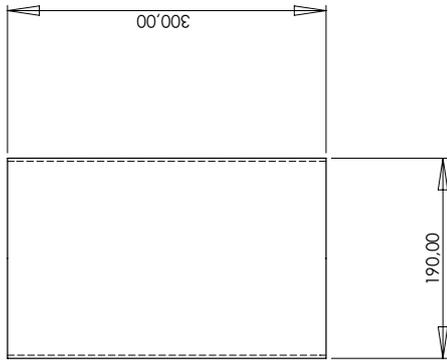
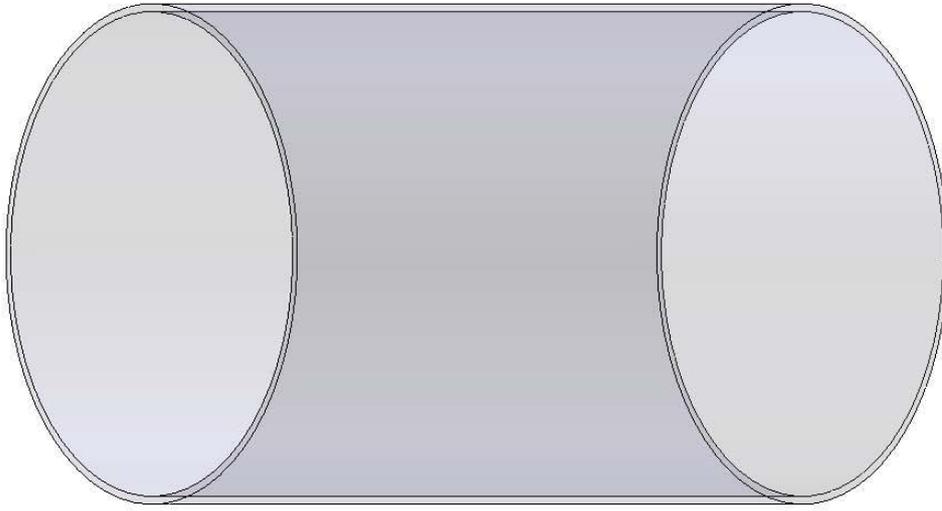
Formato A3



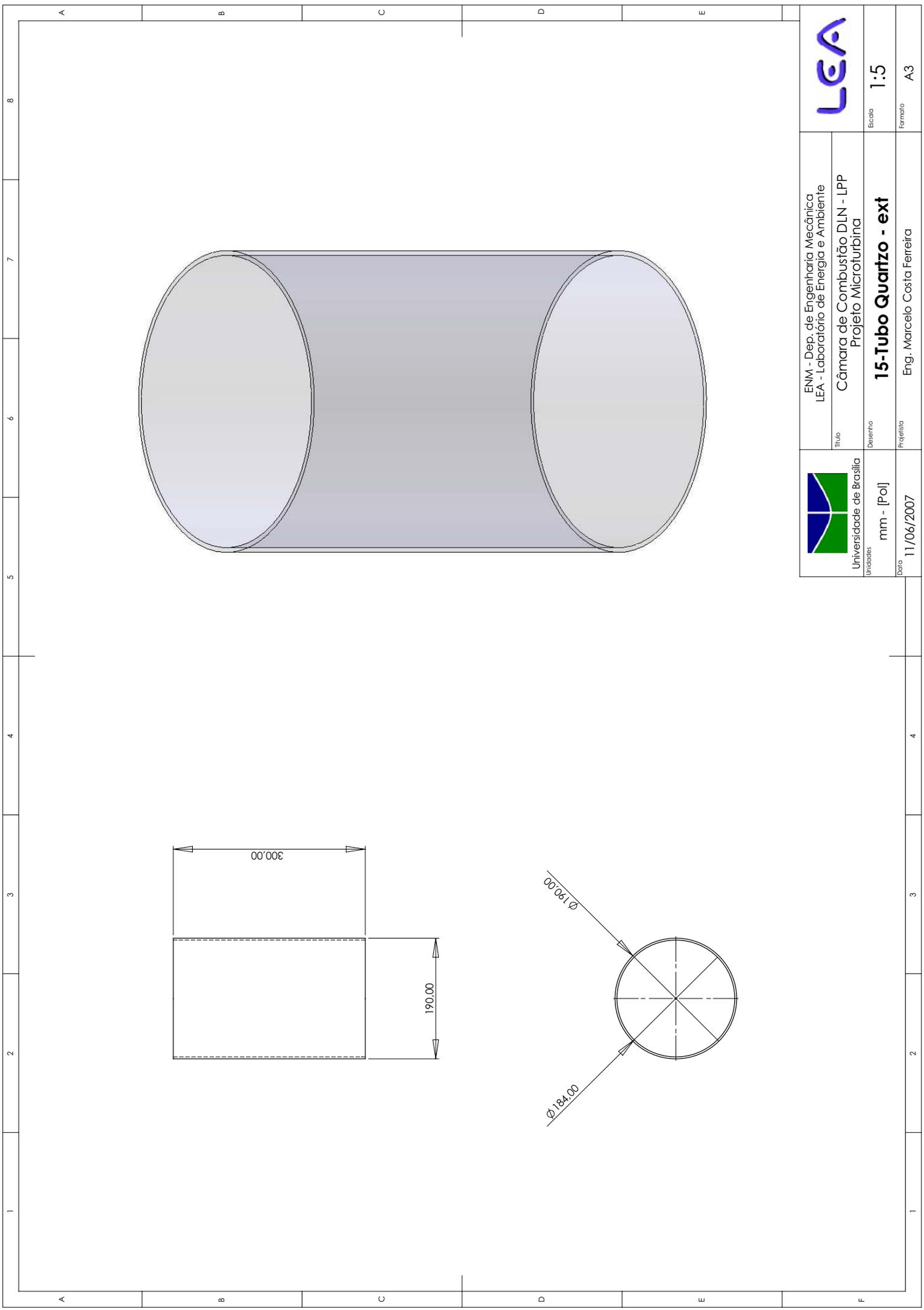
	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Escala 1:2
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Desenho 13.01-Tubo Venturi	Formato A3
Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	

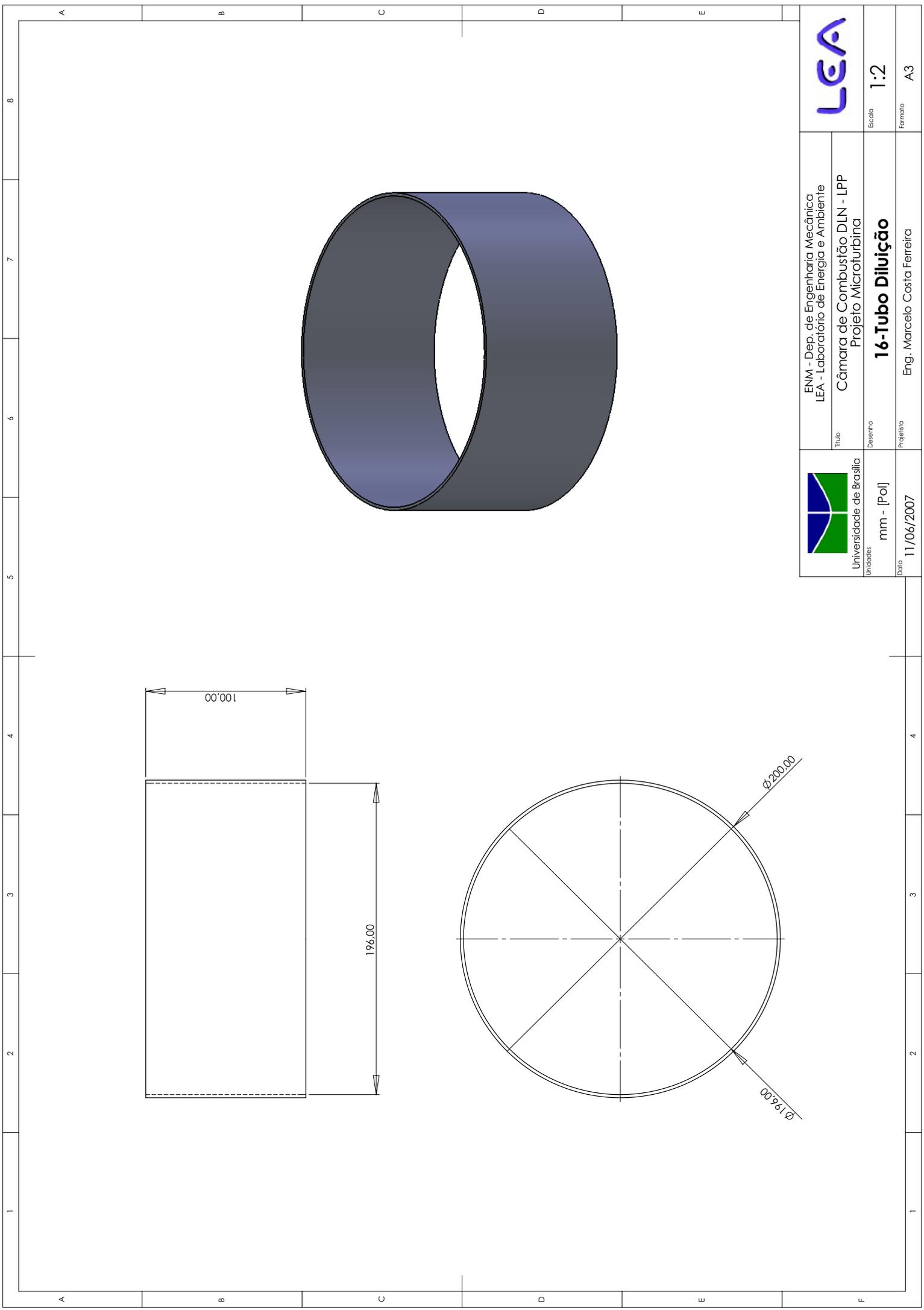


 Universidade de Brasília Unidades	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	
	Título Desenho Projeto	Escala Formato
Unidades Data	mm - [Pol] 11/06/2007	Eng. Marcelo Costa Ferreira

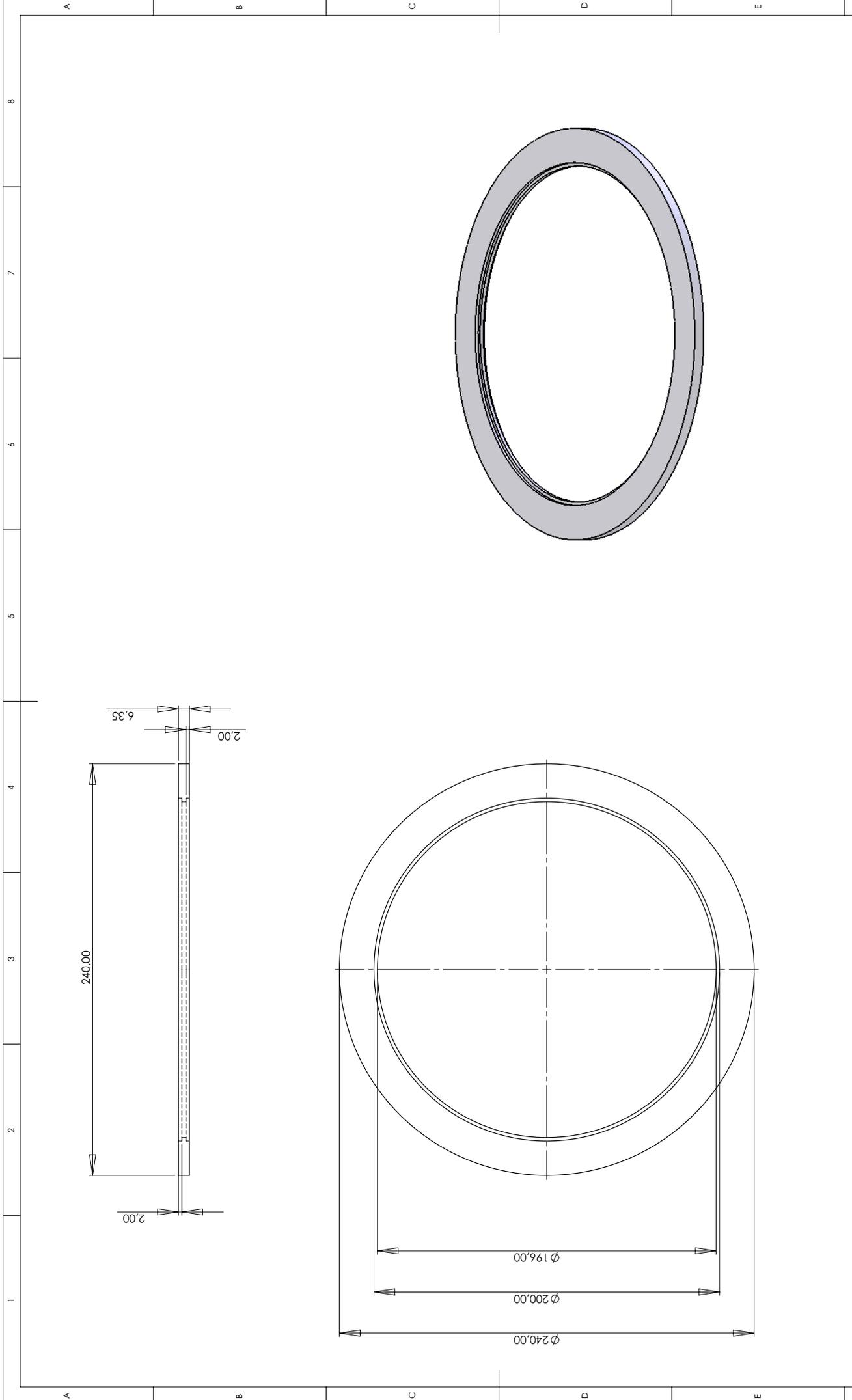


 Universidade de Brasília Unidades	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Escala 1:5
mm - [Pol] Data 11/06/2007	Desenho 15-Tubo Quartzo - ext	Formato A3
Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	



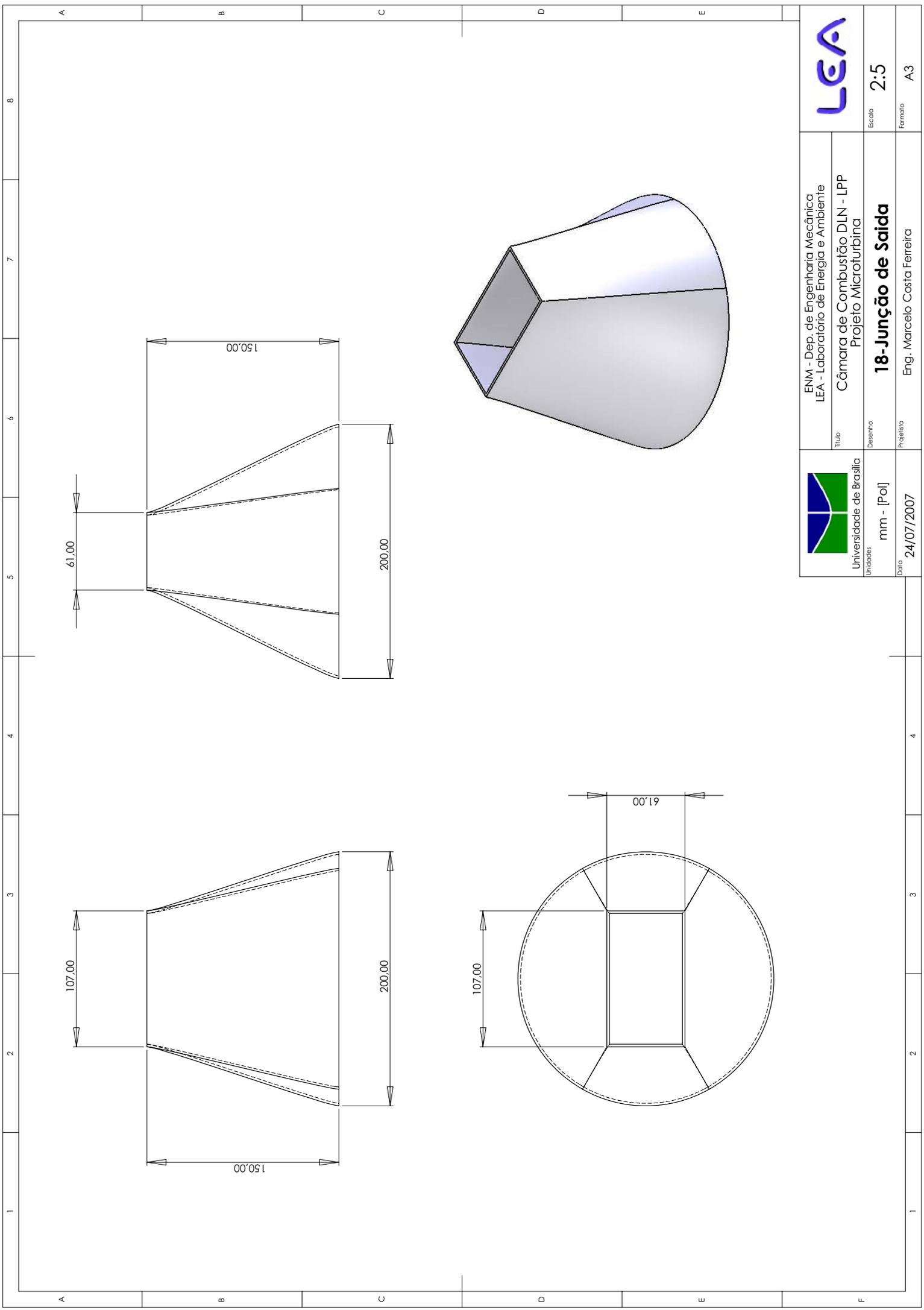


ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente		 Universidade de Brasília Unidades	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente		
Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina			Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina		
mm - [Pol]		16-Tubo Diluição		Escala 1:2	Formato A3
11/06/2007		Eng. Marcelo Costa Ferreira		Data	

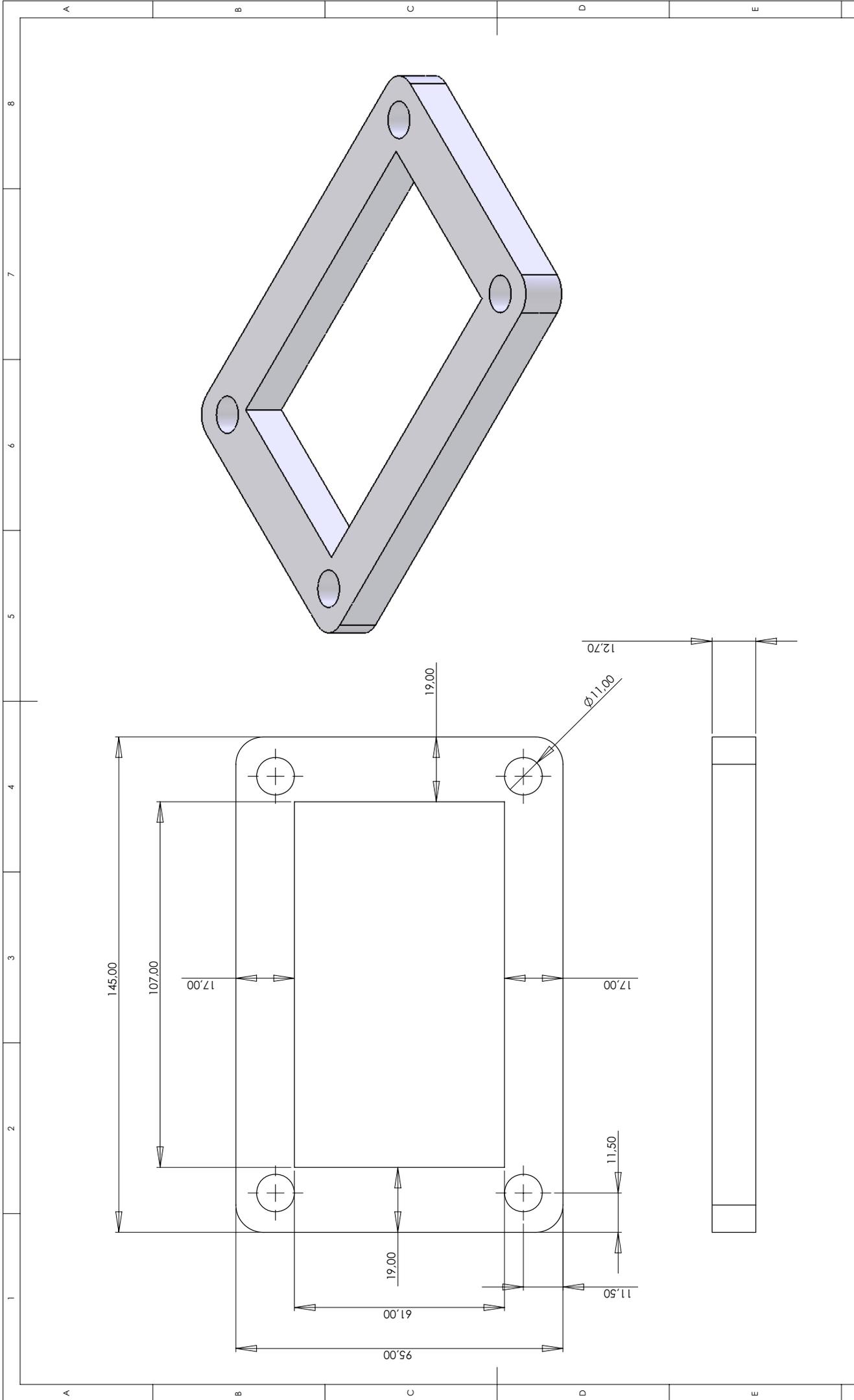


	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Escala 1:2
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Desenho 17-Flange 05 Diluição	Formato A3
Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	

1	2	3	4	5	6	7	8
A	B	C	D	E	F		



	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Desenho 18-Junção de Saída
Universidade de Brasília Unidades mm - [Pol]	Escala 2:5	Formato A3
Data 24/07/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira	



	ENM - Dep. de Engenharia Mecânica LEA - Laboratório de Energia e Ambiente	
	Título Câmara de Combustão DLN - LPP Projeto Microturbina	Escala 1:2
	Desenho mm - [Pol]	Formato A3
Unidades mm - [Pol]	Data 11/06/2007	Projetista Eng. Marcelo Costa Ferreira

1	2	3	4	5	6	7	8
A	B	C	D	E	F		