



UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA

**Desenvolvimento de um Banco de Ensaios e da Metodologia
Experimental para o Levantamento das Características
Operacionais de Turbocompressores Utilizando Gás Quente**

GIULIANO GARDOLINSKI VENSON

Belo Horizonte, 9 de maio de 2007

Giuliano Gardolinski Venson

**Desenvolvimento de um Banco de Ensaios e da Metodologia
Experimental para o Levantamento das Características
Operacionais de Turbocompressores Utilizando Gás Quente**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Dr. José Eduardo Mautone Barros
Universidade Federal de Minas Gerais

Belo Horizonte
Escola de Engenharia da UFMG

2007

À Elaine do Vale Lima, mulher que amo e que amarei para o resto da vida.

À meus pais, Walter Venson e Rita Maria Gardolinski Venson, que durante toda a minha vida souberam traduzir literalmente o significado da palavra pais.

Aos meus irmãos, Rafael Gardolinski Venson e Walter Venson Filho, que mesmo não participando diretamente deste trabalho são muito importantes em
minha vida.

AGRADECIMENTOS

Ao amigo José Eduardo Mautone Barros, pela confiança em mim depositada no projeto, construção e operação do banco de ensaios. Nestes três anos de trabalho, muitas etapas superamos juntos. Primeiramente foi a idealização do banco de ensaios, ainda quando eu era estudante de engenharia. Em seguida, a realização e aprovação do estudo de viabilidade técnica e econômica do projeto de pesquisa, que viria a ser a fonte de recursos financeiros para a construção do banco de ensaios. No momento seguinte, a construção do banco de ensaios, a qual consumiu de ambos muitas horas de trabalhos. Por último, a superação de inúmeros problemas durante a realização dos ensaios no conjunto turbocompressor. Todas as horas de trabalho e discussões enfrentadas foram superadas no dia 3 de janeiro de 2007, quando pela primeira vez conseguimos atingir a auto-sustentação do turbocompressor. Mais do que coordenador do projeto de pesquisa e orientador deste trabalho, você é um grande amigo a quem também devo todo o sucesso deste trabalho.

Aos grandes amigos Lincoln Aires Pacheco, Carlos Alberto Aires e Mario Ayres Pacheco, diretores da empresa Irmãos Ayres S/A, pela confiança depositada em mim ao colocar a minha disposição todos os recursos disponíveis na empresa, permitindo que mais de 1.500 horas fossem trabalhadas na construção do banco de ensaios, sem restrição de horário.

A todos os funcionários da empresa Irmãos Ayres S/A que contribuíram para a realização deste trabalho. Em especial aos senhores:

Ao superintendente operacional Demóstenes França e aos chefes de setores Esdras Ferreira da Silva e Edson Miguel da Cunha, os quais disponibilizaram todos os recursos necessários para construção do banco de ensaios, muitas vezes deixando de lado o ritmo normal de produção normal da fábrica.

Ao grande amigo Luis Carlos da Fonseca, do setor de manutenção, pela amizade construída ao longo dos dois anos de trabalho e por não medir esforços para ajudar na manutenção e operação do banco de ensaios, trabalhando comigo algumas dezenas de horas-extras, inclusive domingos e feriados.

Aos amigos Ivo Jordan e José Ronaldo Galinari da Costa, também do setor de manutenção, que inúmeras vezes deixaram de lado tudo o que faziam para ajudar na manutenção do banco de ensaios.

Ao companheiro Davidson Pereira Martins, que em dezenas de noites me acompanhou em ensaios do conjunto turbocompressor, mesmo após a sua jornada normal de trabalho.

Ao amigo Gilberto Augusto Amado Moreira, por dedicar grande parte do seu tempo na realização de simulações computacionais do escoamento de ar na câmara de combustão. Os resultados foram de grande importância para se atingir a configuração geométrica adequada da câmara de combustão, permitindo que mais 200h de ensaios fossem realizadas com total segurança,

Ao amigo Josemar Figueiredo Pereira, que além de desenvolver todo o sistema de instrumentação e aquisição de dados foi um grande companheiro, solucionando os problemas referentes a estes sistemas sempre de forma imediata, garantindo a operacionalidade do banco de ensaios.

Ao professor e amigo Ramón Molina Valle, da Universidade Federal de Minas Gerais, que durante toda a minha pós-graduação foi um grande amigo, companheiro e conselheiro, principalmente em nossas viagens para participação em congressos.

A todos os amigos e professores da Universidade Federal de Minas Gerais que de uma forma direta ou indireta contribuíram para a realização deste trabalho.

À Coordenadoria de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior, CAPES, pelo apoio financeiro na forma de pagamento da minha bolsa pós-graduação.

À Fundação de Amparo a Pesquisa do Estado de Minas Gerais, FAPEMIG, pelo apoio financeiro a este projeto de pesquisa através dos processos EDT 1647/04 e EDT 101647/05.

Todo grande homem começa por uma grande mulher.

Esta talvez seja a frase que melhor retrate esse trabalho.

Quando procuramos um motivo pelo qual fazemos as coisas logo pensamos na realização profissional e pessoal. Este teve um motivo em especial: o amor. Um dos maiores desafios enfrentados neste trabalho foi superar as dificuldades encontradas na fabricação e implementação do banco de ensaios, principalmente o tempo disponível. Centenas de dias e tardes trabalhadas, mais algumas dezenas de noites e madrugadas, foram necessárias para que o trabalho fosse realizado na forma apresentada. Em todos esses momentos uma pessoa sempre esteve incondicionalmente ao meu lado, a minha mulher. Maior do que a minha capacidade em realizar o trabalho necessário foi a compreensão e o companheirismo demonstrados por ela. A sua presença constante elevava o meu estado de espírito, garantindo que no dia seguinte eu tivesse a mesma disposição para continuar o trabalho. A principal conclusão deste trabalho é que você, Elaine do Vale Lima, é a pessoa mais importante da minha vida. Este trabalho e tudo o que foi necessário para atingi-lo é para você.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	11
LISTA DE GRÁFICOS.....	13
LISTA DE TABELAS	14
NOMENCLATURA.....	15
RESUMO	17
1. INTRODUÇÃO	18
2. OBJETIVO.....	20
3. RELEVÂNCIA	21
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	22
4.1. Turbocompressores	22
4.1.1. Descrição Geral.....	22
4.1.1.1. Compressor Centrifugo	23
4.1.1.2. Turbina Radial	23
4.1.1.3. Central do Turbocompressor	24
4.1.2. Relações Matemática dos Turbocompressores	24
4.1.2.1. Eficiência Isentrópica	24
4.1.2.2. Eficiência Politrópica	27
4.1.2.3. Balanço Energético no Turbocompressor.....	28
4.1.3. Características Operacionais dos Turbocompressores.....	30
4.1.3.1. Mapa de Desempenho do Compressor	32
4.1.3.2. Mapa de Desempenho da Turbina.....	33
4.1.4. Características Geométricas dos Turbocompressores.....	34
4.1.4.1. Geometria dos Rotores	34
4.1.4.2. Geometria das Volutas.....	36
4.1.5. Sistema de Controle dos Turbocompressores	38
4.1.5.1. Válvulas de Bypass.....	38

4.1.5.2.	Válvulas Wastegate	39
4.2.	Modelagem de Turbocompressores	40
4.2.1.	Modelo Semi-Empírico do Turbocompressor	40
4.2.2.	Modelo Bi-Paramétrico do Turbocompressor	41
4.3.	Auto-Sustentação de Turbocompressores	42
4.4.	Banco de Ensaios de Turbocompressores	42
4.4.1.	Banco de Ensaios de Ar Frio	43
4.4.2.	Banco de Ensaios de Gás Quente.....	45
4.5.	Câmara de Combustão.....	46
4.6.	Sistemas de Medição de Fluxo.....	49
4.7.	Modelagem do Escoamento através de uma Turbina.....	52
4.8.	Combustíveis Gasosos.....	53
4.9.	Conclusão da Revisão Bibliográfica	54
5.	APARATO EXPERIMENTAL	55
5.1.	Descrição Geral do Banco de Ensaios.....	55
5.2.	Turbocompressor.....	58
5.3.	Câmara de Combustão.....	59
5.4.	Unidade Hidráulica.....	61
5.5.	Soprador de Ar	62
5.6.	Medidores de Vazão Mássica.....	63
5.6.1.	Placas de Orifício.....	63
5.6.2.	Tubo Venturi de Combustível.....	64
5.7.	Válvulas de Controle.....	65
5.8.	Reservatórios de Ar	66
5.9.	Sistema de Ignição e Controle de Combustão.....	66
5.10.	Sistema de Combustível	68
5.11.	Comandos Elétricos.....	68
6.	INSTRUMENTAÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS.....	69
6.1.	Sistema de Medição.....	69
6.1.1.	Medições de Temperatura.....	69
6.1.2.	Medições de Pressão	70
6.1.3.	Medição da Rotação do Turbocompressor	71
6.1.4.	Medição da Vazão Mássica de Ar e Combustível	71

6.1.5.	Condições Ambientes	72
6.2.	Pontos de Medição no Banco de Ensaios	72
6.3.	Sistema de Aquisição de Dados	74
6.3.1.	Módulos Aquisidores de Dados	76
6.3.2.	Computador Central de Controle	77
6.3.3.	Programa de Aquisição de Dados	78
7.	METODOLOGIA	80
7.1.	Calibração dos Sensores Eletrônicos.....	80
7.2.	Calibração do Tubo Venturi de Combustível.....	81
7.3.	Obtenção das Incertezas Combinadas das Grandezas não Aquisitadas	82
7.4.	Procedimento de Aquisição de Dados	83
7.5.	Mapeamento dos Pontos de Operação do Turbocompressor	83
7.5.1.	Condição Padrão de Operação do Turbocompressor.....	84
7.5.2.	Mapeamento da Operação do Turbocompressor Fora da Auto-Sustentação, com a Descarga do Compressor Aberta para a Atmosfera	85
7.5.3.	Mapeamento da Operação do Turbocompressor Fora da Auto-Sustentação, com o Compressor Operando em Conjunto com o Soprador de Ar	87
7.5.4.	Mapeamento da Operação do Turbocompressor na Auto-Sustentação	88
7.6.	Calibração da Turbina como Medidor de Vazão Mássica	90
7.7.	Tratamento dos Dados Experimentais.....	90
8.	RESULTADOS.....	91
8.1.	Condição Padrão de Operação do Turbocompressor	91
8.2.	Compressor.....	91
8.2.1.	Pontos de Operação do Compressor	91
8.2.2.	Ajuste da Eficiência Politrópica em Função do Coeficiente de Vazão	93
8.3.	Turbina	94
8.3.1.	Calibração da Turbina como Medidor de Vazão	94
8.3.2.	Pontos de Operação da Turbina	95
8.3.3.	Ajuste da Eficiência Politrópica em Função do Coeficiente de Vazão	96
8.4.	Casamento do Conjunto Turbocompressor	97
8.5.	Comportamento Dinâmico do Turbocompressor nas Transições	98
8.6.	Câmara de Combustão.....	99
8.6.1.	Perda de Carga na Linha de Alimentação de Combustível.....	99

8.6.2.	Vazão de Combustível em Função da Razão de Pressão de Injeção	100
8.6.3.	Temperatura em Função da Razão Ar-Combustível.....	101
8.6.4.	Determinação do Coeficiente de Descarga do Bico Injetor.....	102
8.7.	Verificação dos Efeitos de Compressibilidade.....	102
8.8.	Comparação dos Resultados Experimentais com o Modelo Semi-Empírico.....	103
8.9.	Análise Econômica do Banco de Ensaios	106
9.	CONCLUSÕES.....	108
10.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	109
	ABSTRACT	110
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
	ANEXO A - CURVAS DE CALIBRAÇÃO	114
A.1.	Sensor de Pressão MPX-5010DP - PADM	114
A.2.	Sensor de Pressão MPX-5010DP - dPOC	114
A.3.	Sensor de Pressão MPX-5100DP - PEC	115
A.4.	Sensor de Pressão MPX-5700DP - PSC.....	115
A.5.	Sensor de Pressão MPX-5700DP - PPC.....	116
A.6.	Sensor de Pressão MPX-5500DP - PEB	116
A.7.	Sensor de Pressão MPX-5500DP - PET.....	117
A.8.	Sensor de Pressão MPX-5500DP - PST.....	117
A.9.	Sensor de Pressão MPX-5500DP - PPT	118
A.10.	Sensor de Pressão MPX-5010DP - dPOT	118
A.11.	Sensor de Pressão MPX-5100DP - PS	119
A.12.	Sensor de Pressão SB48-100V - PF	119
A.13.	Sensor de Pressão MPX-5700AP - POIL.....	120
A.14.	Sensor de Pressão MPX-5100DP - dPVF	120
A.15.	Sensor de Pressão MPX-5100AP - PATM.....	121
A.16.	Sensor de Temperatura LM-35 - TADM	121
A.17.	Sensor de Temperatura LM-35 - TEC.....	122
A.18.	Sensor de Temperatura LM-35 - TOIL	122
A.19.	Sensor de Temperatura LM-35 - TF.....	123
A.20.	Termopar tipo K - TSC	123

A.21.	Termopar tipo K - TPC	124
A.22.	Termopar tipo K - TEB	124
A.23.	Termopar tipo K - TTC	125
A.24.	Termopar tipo K - TET	125
A.25.	Termopar tipo K - TST	126
A.26.	Termopar tipo K - TPT	126
A.27.	Termopar tipo K - TSPT	127
A.28.	Termopar tipo K - TEXS	127
A.29.	Tacômetro Ótico - ROT	128
A.30.	Medidor Térmico de Vazão Mássica GFM37	128
ANEXO B - CÁLCULO DAS INCERTEZAS COMBINADAS		129
B.1.	Método de Cálculo das Incertezas Combinadas	129
B.2.	Incertezas Relativas ao Compressor	129
B.3.	Incertezas Relativas a Turbina	130
B.4.	Incertezas Relativas a Câmara de Combustão	131
ANEXO C - OPERAÇÃO DO CONJUNTO MP-O4B		133
C.1.	Fotos de Operação do Turbocompressor MP-O4B	133

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 4.1 - Esquema de Funcionamento do Turbocompressor	22
FIGURA 4.2 - Partes de um Turbocompressor	23
FIGURA 4.3 - Diagrama h-s para o Compressor	25
FIGURA 4.4 - Diagrama h-s para a Turbina	26
FIGURA 4.5 - Mapa de Desempenho de um Compressor	32
FIGURA 4.6 - Mapa de Desempenho de uma Turbina	33
FIGURA 4.7 - Dimensões Características do Rotor do Compressor	34
FIGURA 4.8 - Rotor do Compressor.....	35
FIGURA 4.9 - Dimensões Características do Rotor da Turbina	35
FIGURA 4.10 - Rotor da Turbina	36
FIGURA 4.11 - A/R da Voluta do Compressor	37
FIGURA 4.12 - A/R da Voluta da Turbina	37
FIGURA 4.13 - Tipos de Turbocompressor	39
FIGURA 4.14 - Esquema de um Banco de Ensaios de Ar Frio	44
FIGURA 4.15 - Banco de Ensaios de Ar Frio	44
FIGURA 4.16 – Esquema de um Banco de Ensaios de Gás Quente.....	45
FIGURA 4.17 - Banco de Ensaios de Gás Quente	46
FIGURA 4.18 - Câmara de Combustão Tubular	47
FIGURA 4.19 - Esquema de uma Placa de Orifício.....	50
FIGURA 4.20 - Esquema de um Tubo Venturi.....	50
FIGURA 5.1 - Esquema do Banco de Ensaios Completo	56
FIGURA 5.2 - Banco de Ensaios de Turbocompressores	57
FIGURA 5.3 - Banco de Ensaios de Turbocompressores	57
FIGURA 5.4 - Compressor MP-O4B	58
FIGURA 5.5 - Turbina MP-O4B.....	58
FIGURA 5.6 - Dimensões da Câmara de Combustão Tubular (em mm).....	60
FIGURA 5.7 - Câmara de Combustão Tubular	60
FIGURA 5.8 - Bico Injetor de Combustível	61
FIGURA 5.9 - Unidade Hidráulica de Lubrificação do Turbocompressor	62
FIGURA 5.10 - Compressor Radial CV-751	62

FIGURA 5.11 - Dimensões das Placas de Orifício (em mm)	63
FIGURA 5.12 - Tubo Venturi de Combustível	64
FIGURA 5.13 - Dimensões do Tubo Venturi (em mm).....	65
FIGURA 5.14 - Válvulas de Controle de Ar	65
FIGURA 5.15 - Transformador de Ignição	66
FIGURA 5.16 - Velas de Ignição	67
FIGURA 5.17 - Central de Controle de Combustão	67
FIGURA 5.18 - Sensores de Pressão de Injeção e Temperatura do Combustível.....	68
FIGURA 6.1 - Sensor de Temperatura LM-35.....	69
FIGURA 6.2 - Termopar tipo K.....	70
FIGURA 6.3 - Sensor de Pressão MPX	70
FIGURA 6.4 - Posicionamento do Sensor de Rotação.....	71
FIGURA 6.5 - Pontos de Medição no Banco de Ensaios.....	72
FIGURA 6.6 - Esquema da Instrumentação do Banco de Ensaios	75
FIGURA 6.7 - Sistema de Aquisição de Dados	76
FIGURA 6.8 - Computador Central de Controle	77
FIGURA 6.9 - Imagem do Programa de Aquisição de Dados	78
FIGURA 7.1 - Montagem Experimental para Calibração do Venturi.....	81
FIGURA 7.2 - Configuração do Banco para os Ensaios fora da Auto-Sustentação	85
FIGURA 7.3 - Configuração do Banco de Ensaios para os Ensaios de Auto-Sustentação.....	89

LISTA DE GRÁFICOS

GRÁFICO 8.1 - Pontos Experimentais do Compressor	92
GRÁFICO 8.2 - Razão de Compressão versus Rotação	92
GRÁFICO 8.3 - Eficiência Politrópica do Compressor versus Coeficiente de Vazão.....	94
GRÁFICO 8.4 - Coeficiente de Descarga da Turbina versus Reynolds	94
GRÁFICO 8.5 - Pontos Experimentais da Turbina.....	95
GRÁFICO 8.6 - Inverso da Razão de Expansão versus Rotação	96
GRÁFICO 8.7 - Eficiência Politrópica da Turbina versus Coeficiente de Vazão	97
GRÁFICO 8.8 - Primeira Transição do Turbocompressor	98
GRÁFICO 8.9 - Segunda Transição do Turbocompressor	99
GRÁFICO 8.10 - Pressão de Injeção de Combustível versus Pressão no Regulador	100
GRÁFICO 8.11 - Vazão de Combustível versus Razão de Pressão de Injeção	100
GRÁFICO 8.12 - Temperatura de Exaustão em Função da Razão Ar-Combustível.....	101
GRÁFICO 8.13 - Coeficiente de Descarga do Injetor versus Reynolds	102
GRÁFICO 8.14 - Mapa de Desempenho do Compressor MP-O4B	103
GRÁFICO 8.15 - Mapa de Desempenho da Turbina MP-O4B	104
GRÁFICO 8.16 - Desvio Experimental da Compressão Relativo à Regressão	105
GRÁFICO 8.17 - Desvio Experimental da Expansão Relativo à Regressão	105

LISTA DE TABELAS

TABELA 4.1 - Propriedades Termo-Físicas do Gás Liquefeito de Petróleo	53
TABELA 4.2 - Propriedades Termo-Físicas do Gás Natural	54
TABELA 5.1 - Dimensões do Turbocompressor MP-O4B	59
TABELA 5.2 - Especificações Técnicas da Unidade Hidráulica	61
TABELA 5.3 - Especificações Técnicas do Compressor Radial	63
TABELA 5.4 - Parâmetros das Placas de Orifício	64
TABELA 6.1 - Descrição dos Pontos de Medição	73
TABELA 6.2 - Faixa de Medição dos Sensores Eletrônicos	74
TABELA 6.3 - Faixa de Medição e Incerteza dos Instrumentos Visuais.....	74
TABELA 6.4 - Configuração dos Canais de Aquisição	76
TABELA 6.5 - Especificações dos Módulos Aquisitores de Dados	77
TABELA 7.1 - Especificações dos Instrumentos Utilizados como Padrões de Calibração.....	80
TABELA 7.2 - Incertezas dos Sensores Eletrônicos com Base na Calibração	81
TABELA 7.3 - Especificações do Medidor Térmico de Vazão Mássica GFM37	82
TABELA 7.4 - Pontos de Calibração do Venturi.....	82
TABELA 8.1 - Parâmetros da Condição Padrão de Operação do Turbocompressor.....	91
TABELA 8.2 - Casamento do Turbocompressor	97
TABELA 8.3 - Verificação dos Efeitos de Compressibilidade.....	102
TABELA 8.4 - Coeficientes das Equações Bi-Paramétricas.....	104
TABELA 8.5 - Custos de Implementação do Banco de Ensaio	106
TABELA 8.6 - Custos Operacionais do Banco de Ensaio.....	107

NOMENCLATURA

T	temperatura, K
P	pressão, kPa
h	entalpia, kJ/kg
e	eficiência politrópica
c_p	calor específico a pressão constante, kJ/kg.K
\dot{Q}	taxa de transferência de calor, kW
\dot{W}	taxa de realização de trabalho, kW
\dot{m}	vazão mássica, kg/s
V	velocidade, m/s
g	aceleração da gravidade, m/s ²
Ma	número de Mach
R	constante do gás, kJ/kg.K
D	diâmetro, m
d	diâmetro da garganta, m
N	rotação, rpm
Z	número de pás do rotor
A	área da seção transversal, m ²
A	diâmetro de referência da voluta, m
a	velocidade do som, m/s
C_D	coeficiente de descarga
H	altura do rotor, m
E	coeficiente de expansão de velocidades
Re	número de Reynolds

Símbolos Gregos

γ	razão entre os calores específicos
η	eficiência isentrópica
ρ	massa específica, kg/m ³
μ	viscosidade dinâmica, cP

NOMENCLATURA

ν	viscosidade cinemática, Pa.s
β	ângulo de referência do rotor
β	razão entre diâmetros
π	razão de compressão (P_2/P_1)
τ	razão de expansão (P_3/P_4)

Índices

0	propriedades de estagnação
1	entrada do compressor
2	saída do compressor
3	entrada da turbina
4	saída da turbina
1D	montante do elemento deprimogênito
2D	jusante do elemento deprimogênito
C	compressor
T	turbina
ISA	International Standard Atmosphere (101,325 kPa @ 288,15 K)

RESUMO

Neste trabalho é apresentado o desenvolvimento de um banco de ensaios e da metodologia experimental para a realização de ensaios estáticos e dinâmicos em conjuntos turbocompressores. Para acionamento do conjunto utiliza-se um gerador de gás quente, do tipo câmara de combustão tubular, projetada para operar com combustíveis gasosos. Com a utilização da câmara de combustão é possível simular a condição real de funcionamento do conjunto. O desenvolvimento do banco de ensaios surgiu com a necessidade de se conhecer as características operacionais dos turbocompressores, também chamadas de mapas de desempenho, visto que estas informações nem sempre são divulgadas pelos seus fabricantes. Os ensaios consistem no levantamento de pontos experimentais para o conjunto turbocompressor em três condições específicas de operação. Na primeira, a descarga do compressor é aberta para a atmosfera. Em uma segunda condição, o compressor opera em conjunto ao soprador de ar que alimenta a turbina durante o ciclo de partida do sistema. A terceira e mais importante condição de ensaio é a auto-sustentação do conjunto via combustão. A partir da auto-sustentação é possível obter a curva característica de casamento do turbocompressor e também determinar o coeficiente de descarga combinado da turbina. A instrumentação utilizada é baseada em instrumentação virtual, na qual a aquisição e controle dos sensores são feitos via computador. No desenvolvimento do banco de ensaios é utilizado o turbocompressor Master Power MP-O4B empregado em caminhões pesados comerciais. A verificação dos resultados experimentais é realizada comparando-os com mapas de desempenho obtidos através de um modelo semi-empírico baseado na equação de Euler modificada. Através do modelo empregado é possível inferir regiões de operação do turbocompressor que não cobertas pelos ensaios. Os resultados obtidos para a razão de compressão do compressor e para a razão de expansão da turbina apresentam desvios médios de 8% e 22%, respectivamente, em relação aos obtidos pelo modelo.

Palavras-Chave: banco de ensaios de gás quente, turbocompressor, mapa de desempenho, câmara de combustão, eficiência politrópica.

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas turbocompressores são largamente empregados na indústria automotiva com a finalidade de aumentar a eficiência volumétrica, e conseqüentemente a potência, dos motores de combustão interna. Em geral, a utilização de conjuntos turbocompressores provoca um aumento na potência nominal em torno dos 40% e um aumento no torque em 30%, com uma pressão absoluta de descarga no compressor variando de 120 a 180 kPa.

Atualmente novas aplicações, além das automotivas, vêm sendo apresentadas para os conjuntos turbocompressores. Dentre estas aplicações esta a utilização dos conjuntos turbocompressores em sistemas de geração distribuída de eletricidade. Estes sistemas, conhecidos como microturbinas a gás, consistem de uma pequena central termelétrica destinada a produção de eletricidade e calor. O sistema é composto de um gerador elétrico ligado coaxialmente a um conjunto turbocompressor, o qual é acionado por queimador de combustível.

Os mapas de desempenho dos conjuntos turbocompressores, os quais apresentam as características operacionais do compressor e da turbina, são de fundamental importância tanto para a aplicação destes em motores automotivos como para o dimensionamento dos sistemas de geração de energia elétrica. A idéia de se desenvolver e implementar um banco de ensaios de turbocompressores automotivos surgiu com a necessidade de se conhecer as características operacionais dos turbocompressores, visto que estas informações não são divulgadas pelos seus fabricantes.

Neste banco de ensaios o acionamento do conjunto turbocompressor é realizado através de um gerador de gás quente, do tipo câmara de combustão tubular, projetada para operar com combustíveis gasosos. A vantagem de se utilizar um processo de combustão para acionar o turbocompressor é que desta forma pode-se simular a sua condição real de funcionamento.

A metodologia experimental para o ensaio de um dado turbocompressor neste banco de ensaios é baseado em três condições específicas de operação do conjunto. Na primeira condição, a descarga do compressor é aberta para a atmosfera para permitir que o conjunto turbocompressor opere na faixa de menor rotação que a configuração experimental permite.

Em uma segunda condição, o compressor do conjunto opera em conjunto ao soprador de ar que alimenta a turbina durante o ciclo de partida do sistema. Nesta condição de ensaio são obtidas rotações e razões de pressão intermediárias para o compressor e turbina. A terceira e mais importante condição de ensaio é a auto-sustentação do conjunto via combustão. Na auto-sustentação consegue-se reproduzir as condições de operação extremas do conjunto, bem como a curva característica de casamento do turbocompressor. A configuração experimental permite também que seja obtido o coeficiente de descarga combinado da turbina, parâmetro de fundamental importância para caracterizar a turbina.

2. OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é apresentar o desenvolvimento de um banco de ensaios de turbocompressores operado por gás quente e da metodologia experimental para a realização de ensaios estáticos e dinâmicos em conjuntos turbocompressores.

3. RELEVÂNCIA

Os fabricantes de turbocompressores fornecem dados insuficientes para a modelagem matemática destes sistemas. Falta padronização nas definições dimensionais e operacionais entre os fabricantes. Estes fatores fazem com que as modelagens tenham incertezas elevadas, da ordem dos 30%. Sendo assim, surge a necessidade de se realizar ensaios instrumentados em conjuntos turbocompressores visto que os ensaios realizados comercialmente, os quais possuem caráter de controle de qualidade e de manutenção, são realizados sem nenhum caráter científico.

O custo de levantamento de um mapa de desempenho utilizando os bancos convencionais instrumentados é elevado devido aos custos da instalação e de operação. No Brasil não existe atualmente um banco de ensaio operacional que permita o levantamento dos mapas de desempenho do compressor e da turbina.

Isto leva a busca do desenvolvimento de uma configuração experimental de baixo custo se comparada a outros tipos de banco de ensaios já construídos. A configuração deste banco de ensaios permite o levantamento de curvas de operação características de conjuntos turbocompressores, em condições reais de funcionamento. Através de uma modelagem semi-empírica, ajustada em relação aos resultados experimentais, é possível inferir os mapas de desempenho de cada componente do conjunto, com incertezas conhecidas. A partir dos mapas pode-se realizar o dimensionamento de novos conjuntos para aplicações específicas, sem a necessidade da realização de novos ensaios.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

4.1. Turbocompressores

4.1.1. Descrição Geral

Um conjunto turbocompressor é um equipamento termomecânico no qual o ar é comprimido através de um compressor dinâmico centrífugo de estágio único. Este compressor é acionado diretamente por uma turbina radial, também de estágio único, a qual transforma energia térmica do escoamento em energia cinética para o conjunto. A turbina é o órgão motor do sistema. Nas aplicações automotivas a turbina aproveita parte da energia termo cinética disponível nos gases de exaustão e converte em trabalho útil para o compressor. Através do processo de compressão do ar de admissão consegue-se aumentar a massa de ar por unidade de volume do motor, que corresponde à eficiência volumétrica. O princípio de funcionamento do turbocompressor é mostrado na FIGURA 4.1.

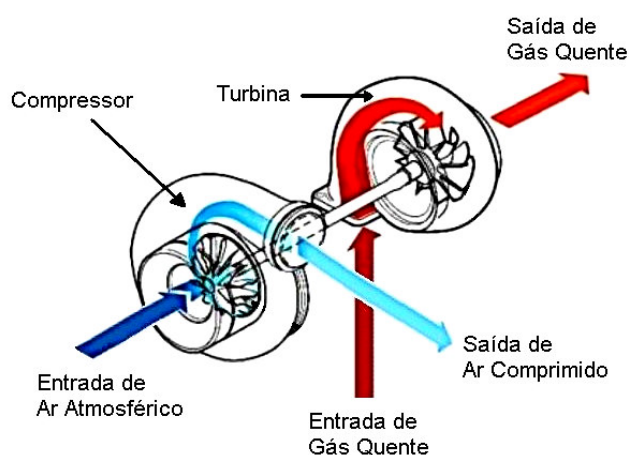


FIGURA 4.1 - Esquema de Funcionamento do Turbocompressor

O conceito construtivo de um turbocompressor é envolvido pelas três partes principais: o compressor, a turbina e a central do turbocompressor. Os rotores do compressor e da turbina, os quais estão localizados em lados opostos da central do turbocompressor, são envolvidos por um dispositivo coletor e direcionador de ar, conhecido como voluta ou caracol. (Heywood, 1988). As principais partes constituintes podem ser vistas na FIGURA 4.2.

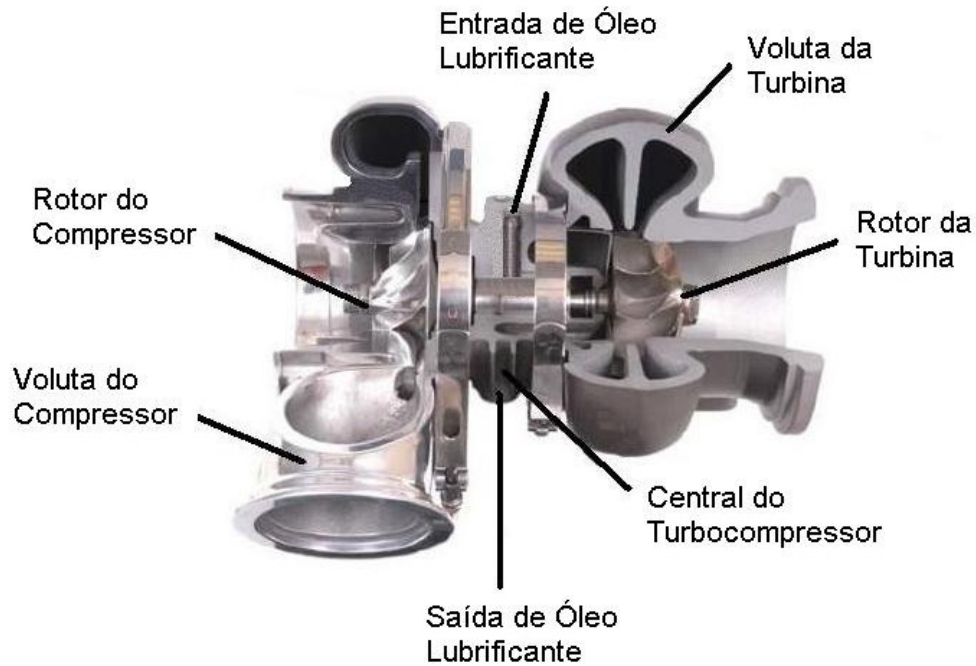


FIGURA 4.2 - Partes de um Turbocompressor

4.1.1.1. Compressor Centrífugo

Os compressores centrífugos são constituídos por um rotor e um difusor de ar. O rotor é um órgão móvel constituído de várias pás que transferem ao ar energia cinética. O difusor, no caso a voluta, é o órgão fixo do compressor que tem a função de transformar a energia cinética do escoamento em entalpia, com conseqüente ganho de pressão. (Heywood, 1988). O escoamento entra no rotor no sentido axial, descreve uma trajetória espiral ao longo deste e deixa o rotor no sentido radial. A voluta e o rotor do compressor são geralmente fabricados a partir de uma liga de alumínio.

4.1.1.2. Turbina Radial

As turbinas radiais são externamente bastante semelhantes construtivamente aos compressores centrífugos, entretanto, o escoamento nestas ocorre no sentido contrário, ou seja. O escoamento entra no rotor em sentido radial, descreve uma trajetória espiral ao longo deste e deixa-o em sentido axial. A turbina radial também possui um órgão fixo, na forma de um bocal convergente fixo, a voluta. O rotor da turbina é fixado ao eixo do turbocompressor através de um processo de soldagem por fricção enquanto o rotor do compressor é fixado convencionalmente através de uma porca castelo rosqueada (Master Power, 2006).

O material empregado na voluta da turbina é o ferro fundido enquanto o rotor é fabricado em aço inoxidável.

4.1.1.3. Central do Turbocompressor

A central do turbocompressor, conhecida por CHRA (do inglês: *center hub rotating assembly*), contém internamente os dois mancais hidrodinâmicos do eixo (um do lado do compressor e um do lado da turbina) e suas respectivas sedes, os sistemas de lubrificação e refrigeração, que são constituídos de galerias internas de circulação de óleo e água, e o eixo do turbocompressor, uma peça maciça que conecta os rotores do compressor e da turbina. (Garrett, 2006). O material empregado na central é também o ferro fundido. O eixo do turbocompressor, assim como o rotor da turbina, é fabricado em aço inoxidável.

Os turbocompressores de maior porte não possuem o sistema de refrigeração à água. A dissipação de calor internamente a voluta é realizada pelo próprio óleo lubrificante. A maioria dos turbocompressores comerciais possui mancais hidrodinâmicos, alimentados pelo óleo lubrificante do próprio motor de combustão interna nos quais são instalados, entretanto, novos turbocompressores de alto desempenho vêm sendo construídos com um único mancal de rolamento (Garrett, 2006). As principais vantagens deste tipo de mancal é a melhora no tempo de resposta do turbocompressor e menor consumo de óleo lubrificante.

4.1.2. Relações Matemática dos Turbocompressores

As propriedades do escoamento no compressor e a turbina são denotadas por índices numéricos. Nas seções a seguir os índices 1, 2, 3 e 4 são usados para descrever as condições na entrada do compressor, saída do compressor, entrada da turbina e saída da turbina, respectivamente (Oates, 1988).

4.1.2.1. Eficiência Isentrópica

As eficiências isentrópicas do compressor e da turbina são definidas como a razão entre a potência isentrópica e a potência real destes, quando estes operam em um mesmo intervalo de pressões. Para a eficiência isentrópica do compressor utiliza-se o diagrama h-s da FIGURA 4.3.

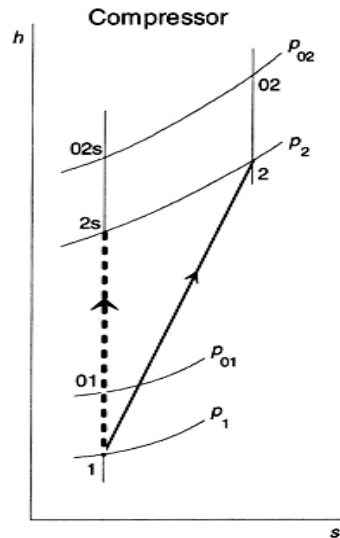


FIGURA 4.3 - Diagrama h-s para o Compressor
(Oates, 1988)

Na FIGURA 4.3 o índice “0” refere-se às propriedades de estagnação do fluido e o índice “s” à transformação isentrópica. A eficiência isentrópica do compressor, ou eficiência total, é definida em termos das entalpias de estagnação (Heywood, 1988):

$$\eta_c = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (3.1)$$

Considerando o fluido como gás ideal, com calor específico constante (c_p), reescreve-se a Eq. (3.1) por:

$$\eta_c = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (3.2)$$

Sendo o processo 01 ---> 02s isentrópico, a relação entre as temperaturas e pressões de estagnação pode ser escrita por:

:

$$T_{02s} = T_{01} \left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \quad (3.3)$$

Aplicando-se a Eq. (3.3) em (3.2), reescreve-se a equação para a eficiência isentrópica por:

$$\eta_c = \frac{(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (3.4)$$

Da mesma forma que para o compressor, a eficiência politrópica da turbina é definida a partir do diagrama h-s, mostrado na FIGURA 4.4.

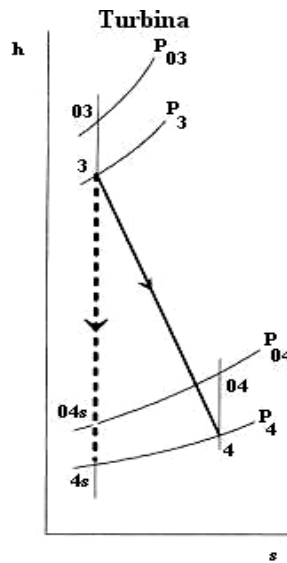


FIGURA 4.4 - Diagrama h-s para a Turbina
(Oates, 1988)

A eficiência isentrópica da turbina, ou eficiência total, é definida em termos das entalpias de estagnação (Heywood, 1988):

$$\eta_T = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (3.5)$$

Considerando que o processo 03 ---> 04s é isentrópico e que o calor específico é constante, reescreve-se a Eq. (3.5) nas seguintes formas:

$$\eta_T = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}} = \frac{1 - (T_{04}/T_{03})}{1 - (p_{04}/p_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.6)$$

4.1.2.2. Eficiência Politrópica

A eficiência politrópica é aquela que relaciona a energia de compressão ou expansão politrópica com a energia real transferida ao fluido. As energias politrópicas são aquelas obtidas a partir da equação PV^n , onde n é o expoente politrópico o qual corresponde a razão entre os calores específicos (γ). A eficiência politrópica do compressor (e_c), obtida de Oates (1988), é definida por:

$$e_c = \lim_{\delta h \rightarrow 0} \left(\frac{\delta h_s}{\delta h} \right) = \frac{dh_s}{dh} = \frac{dp}{\rho \cdot c_p \cdot dT} \quad (3.7)$$

Onde δh_s representa a mudança de entalpia isentrópica. Substituindo ρ por P / RT na Eq. (3.7) e integrando, obtêm-se a razão de temperatura em função da razão de pressão, eficiência politrópica e razão de calores específicos:

$$\frac{T_{02}}{T_{01}} = \left(\frac{P_{02}}{P_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma e_c} \quad (3.8)$$

A eficiência politrópica da turbina (e_T) é definida pelo inverso da Eq. (3.7). Assim como para o compressor, a razão de temperatura se relaciona com a razão de pressão, eficiência politrópica e razão de calores específicos por:

$$\frac{T_{04}}{T_{03}} = \left(\frac{P_{04}}{P_{03}} \right)^{e_T \cdot (\gamma-1)/\gamma} \quad (3.9)$$

Como apresentado em Wardil (2004), a eficiência isentrópica relaciona-se com a eficiência politrópica em função da razão de compressão (π_c) ou da razão de expansão (π_T), para o compressor e para a turbina respectivamente, de acordo com as expressões:

$$\eta_c = \frac{\pi_c^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\pi_c^{(\gamma-1)/\gamma e_c} - 1} \quad (3.10)$$

$$\eta_t = \frac{1 - \pi_t^{e_T(\gamma-1)/\gamma}}{1 - \pi_t^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3.11)$$

4.1.2.3. Balanço Energético no Turbocompressor

As expressões matemáticas utilizadas para calcular a taxa de energia necessária para o acionamento do compressor e taxa de energia gerada pela turbina são derivadas da primeira e segunda leis da termodinâmica. A primeira lei da termodinâmica para um volume de controle envolvendo o compressor ou a turbina, em regime permanente, é dada por (Wark, 1999):

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \cdot \left[\left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right)_{SAÍDA} - \left(h + \frac{V^2}{2} + g \cdot z \right)_{ENTRADA} \right] \quad (3.12)$$

Onde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor em kW, \dot{W} o trabalho mecânico, ou potência de eixo, em kW, \dot{m} a vazão mássica em kg/s, h a entalpia específica em kJ/kg, $\frac{V^2}{2}$ a energia cinética específica em kJ/kg e $g \cdot z$ a energia potencial específica em kJ/kg.

As propriedades de estagnação como pressão, temperatura e massa específica para um gás ideal são denotadas pelo índice “o” e são calculadas respectivamente pelas equações a seguir (Oates, 1988).

$$\frac{P_o}{P} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (3.13)$$

$$\frac{T_o}{T} = 1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \quad (3.14)$$

$$\frac{\rho_o}{\rho} = \left[1 + \frac{\gamma-1}{2} Ma^2 \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (3.15)$$

Onde Ma é o número de Mach, definido por:

$$Ma = \frac{V}{\sqrt{\gamma \cdot R \cdot T}} \quad (3.16)$$

Considerando o compressor e a turbina como sistemas adiabáticos e desprezando as parcelas de energia cinética e potencial, a potência de acionamento do compressor é calculada por:

$$-\dot{W}_C = \dot{m} \cdot (h_{02} - h_{01}) \quad (3.17)$$

Combinando-se as Eqs. (3.17) e (3.4), reescreve-se a potência do compressor:

$$-\dot{W}_C = \dot{m} \cdot c_P \cdot (T_{02} - T_{01}) = \frac{\dot{m} \cdot c_P \cdot T_{01}}{\eta_C} \left[\left(\frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (3.18)$$

No caso da turbina, a potência gerada nesta é calculada pela equação:

$$W_T = \dot{m} \cdot (h_{03} - h_{04}) \quad (3.19)$$

Combinando-se as Eqs. (3.17) e (3.6), reescreve-se a potência da turbina como:

$$\dot{W}_T = \dot{m} \cdot c_P \cdot (T_{03} - T_{04}) = \dot{m} \cdot c_P \cdot \eta_T \cdot T_{03} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \quad (3.20)$$

Como em um conjunto turbocompressor a turbina é mecanicamente vinculada ao compressor, a potência de acionamento do compressor será a potência gerada pela turbina multiplicada pela eficiência mecânica do conjunto (η_M):

$$-\dot{W}_C = \eta_M \cdot \dot{W}_T \quad (3.21)$$

4.1.3. Características Operacionais dos Turbocompressores

As características operacionais de um compressor e uma turbina, também conhecidas como mapas de desempenho, são curvas características que relacionam a razão de pressão à jusante e a montante com a vazão mássica através de linhas de isorotação (rotação constante). Nos mapas também podem ser traçados as linhas de isoeffiência do compressor e da turbina.

Um ponto importante na elaboração dos mapas de desempenho é a questão da análise dimensional dos parâmetros utilizados para construção dos mapas. Para descrever os parâmetros operacionais de um turbocompressor, de forma que este possa ser comparado com outros de dimensões diferentes, utiliza-se um processo de adimensionalização dos principais parâmetros. (Rodrigues, 1991). Para um turbocompressor os parâmetros dependentes mais importantes são: vazão mássica (\dot{m}), temperatura (T), diferença de temperatura através do compressor ou turbina (ΔT) e a eficiência isentrópica (η). Cada um destes parâmetros são funções das seguintes variáveis independentes: pressão de estagnação de entrada (P_{0E}), pressão de estagnação de saída (P_{0S}), temperatura de estagnação de entrada (T_{0E}), rotação (N), diâmetro maior do rotor (D), constante do gás de trabalho (R), razão de calores específicos do gás (γ) e viscosidade dinâmica (μ), conforme a Eq. (3.22) (Heywood, 1988):

$$\dot{m}, \eta, \Delta T = f(P_{0E}, P_{0S}, T_{0E}, N, D, R, \gamma, \mu) \quad (3.22)$$

Através de uma análise dimensional, as oito variáveis independentes da Eq. (3.22) podem ser reduzidas a quatro grupos adimensionais (Heywood, 1988):

$$\frac{\dot{m}\sqrt{R \cdot T_{0E}}}{P_{0E} \cdot D^2}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0E}} = f\left(\frac{N \cdot D}{\sqrt{R \cdot T_{0E}}}, \frac{P_{0S}}{P_{0E}}\right) \quad (3.23)$$

Os fabricantes de turbocompressores visando particularizar os dados de um determinado conjunto eliminam as constantes do diâmetro D e a constante dos gás R, reescrevendo a Eq. (3.23) (Heywood, 1988):

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{0E}}}{P_{0E}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0E}} = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{0,E}}}, \frac{P_{0S}}{P_{0E}}\right) \quad (3.24)$$

Onde $\frac{\dot{m}\sqrt{T_{0E}}}{P_{0E}}$ e $\frac{N}{\sqrt{T_{0E}}}$ são denominados respectivamente vazão mássica corrigida e rotação corrigida.

Com a finalidade de tornar os ensaios independentes das condições ambientes, redefine-se a vazão mássica corrigida e a rotação corrigida através das equações seguintes (Oates, 1988). Os valores obtidos através destas equações são os utilizados para traçar os mapas de desempenho do compressor e da turbina.

$$\dot{m}_{CORR} = \dot{m} \sqrt{\frac{T}{T_{ISA}}} \frac{P_{ISA}}{P} \quad (3.25)$$

$$N_{CORR} = N \sqrt{\frac{T_{ISA}}{T}} \quad (3.26)$$

Onde T e P são a temperatura absoluta e a pressão absoluta na entrada do compressor e da turbina e T_{ISA} e P_{ISA} são a temperatura e pressão na condição ISA. A desvantagem de se excluir os parâmetros D e R faz com que os mapas de desempenho traçados sejam específicos para um determinado turbocompressor e que deixem de ser adimensionalizados. Rodrigues (1991) estabeleceu relações funcionais adimensionais para o compressor centrífugo, que também podem ser aplicadas às turbinas radiais:

$$\frac{P_2}{P_1} = f\left(\frac{\dot{m}}{\rho N D^3}, \frac{ND}{\sqrt{RT}}, \frac{ND^2}{\nu}\right) \quad (3.27)$$

Onde ν corresponde à viscosidade cinemática do fluido de trabalho. Os grupos adimensionais representados nas Eqs. (3.28) a (3.30) são respectivamente o coeficiente de vazão, o número de Mach no rotor e o número de Reynolds.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho N D^3} \quad (3.28)$$

$$Ma = \frac{ND}{\sqrt{RT}} \quad (3.29)$$

$$Re = \frac{ND^2}{\nu} \quad (3.30)$$

Segundo Rodrigues Filho (2003), é conveniente plotar a curva de eficiência, tanto do compressor quanto da turbina, em função do coeficiente de vazão. Isto permite obter um melhor ajuste para a eficiência através de uma regressão quadrática.

4.1.3.1. Mapa de Desempenho do Compressor

As características operacionais do compressor são descritas através do seu mapa de desempenho ou mapa de fluxo, conforme apresentado na FIGURA 4.5. A abscissa do mapa é a vazão mássica corrigida e a ordenada é a razão de compressão, isto é, o quociente entre a pressão absoluta de saída pela pressão absoluta de entrada (P_2/P_1).

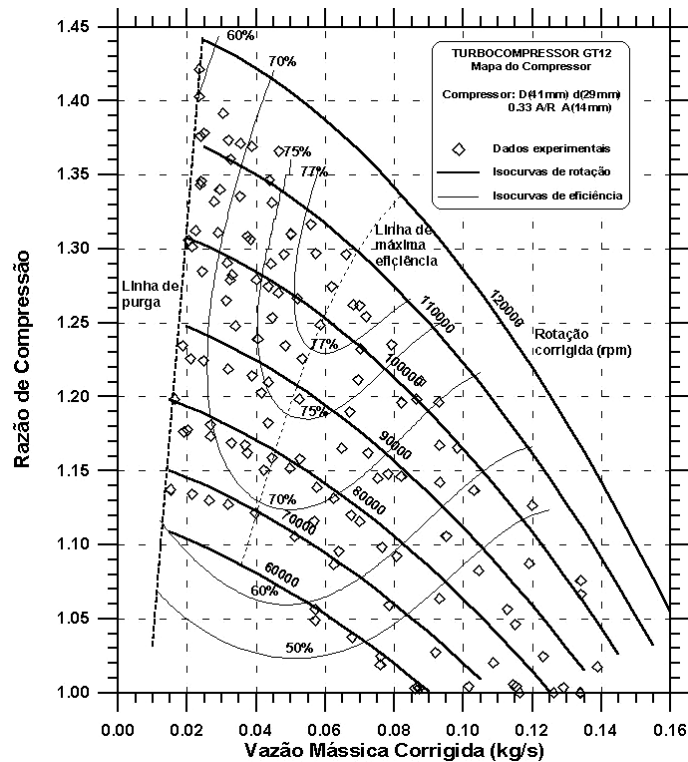


FIGURA 4.5 - Mapa de Desempenho de um Compressor
(Rodrigues Filho, 2003)

O mapa é apresentado na forma de curvas de isorotação e isoeffiência politrópica. A faixa de operação estável do compressor, representada pela região central do mapa, é limitada a esquerda pela linha de *stall* e a direita pela linha de entupimento. O *stall* do compressor é caracterizado por uma redução abrupta na vazão de ar, em dada razão de pressão, a qual cria um gradiente de pressão adverso no rotor, culminando na ocorrência de fluxo reverso no compressor. O entupimento do rotor ocorre devido ao fato de que à medida que a vazão cresce, a velocidade tangencial ao longo do rotor também cresce, tornando o escoamento sônico em algumas partes deste. A partir deste ponto não há aumento da vazão mássica de ar com o aumento da rotação do turbocompressor (Rodrigues Filho, 2003).

4.1.3.2. Mapa de Desempenho da Turbina

De maneira semelhante, as características operacionais da turbina são descritas através do seu mapa de desempenho, conforme mostrado na FIGURA 4.6. Sua abscissa é a vazão de mássica corrigida e a ordenada é o inverso da razão de expansão, ou seja, o quociente entre a pressão absoluta de entrada pela pressão absoluta de saída (P_3/P_4).

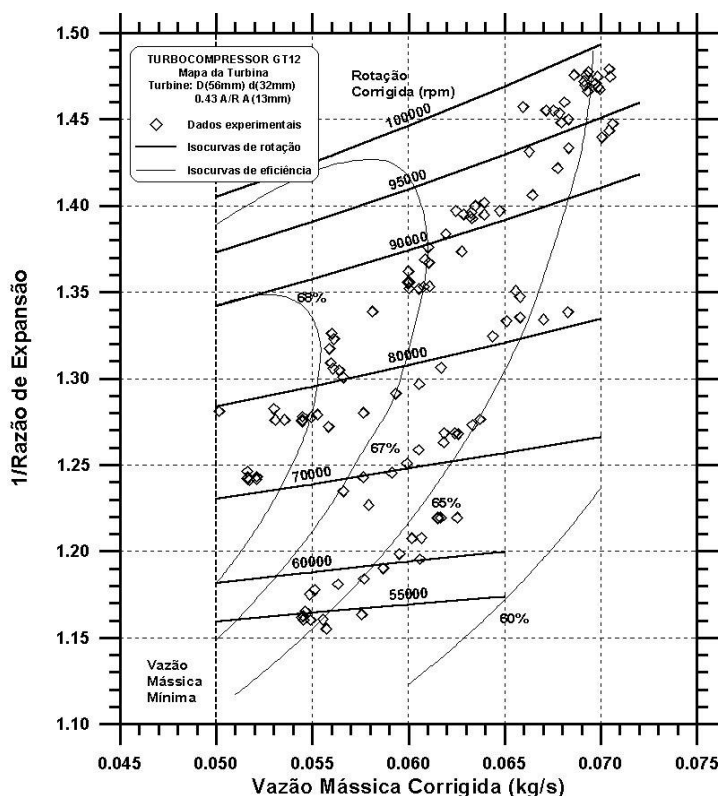


FIGURA 4.6 - Mapa de Desempenho de uma Turbina
 (Rodrigues Filho, 2003)

4.1.4. Características Geométricas dos Turbocompressores

4.1.4.1. Geometria dos Rotores

O desempenho do compressor e da turbina é influenciado diretamente por algumas dimensões características dos rotores destes.

Segundo Wardil (2004), os parâmetros que definem o rotor do compressor são o diâmetro maior do rotor (D_2), o diâmetro menor (D_1), o diâmetro do eixo (D_R), a altura total do rotor (H_1), a altura de saída da pá do rotor (H_2), o ângulo de entrada do rotor (β_1), o ângulo de saída do rotor (β_2) e o número de pás do rotor (Z)

Para o rotor do compressor as dimensões características devem ser tomadas de acordo com o esquema apresentado na FIGURA 4.7. Estas dimensões são tomadas em referência a FIGURA 4.8.

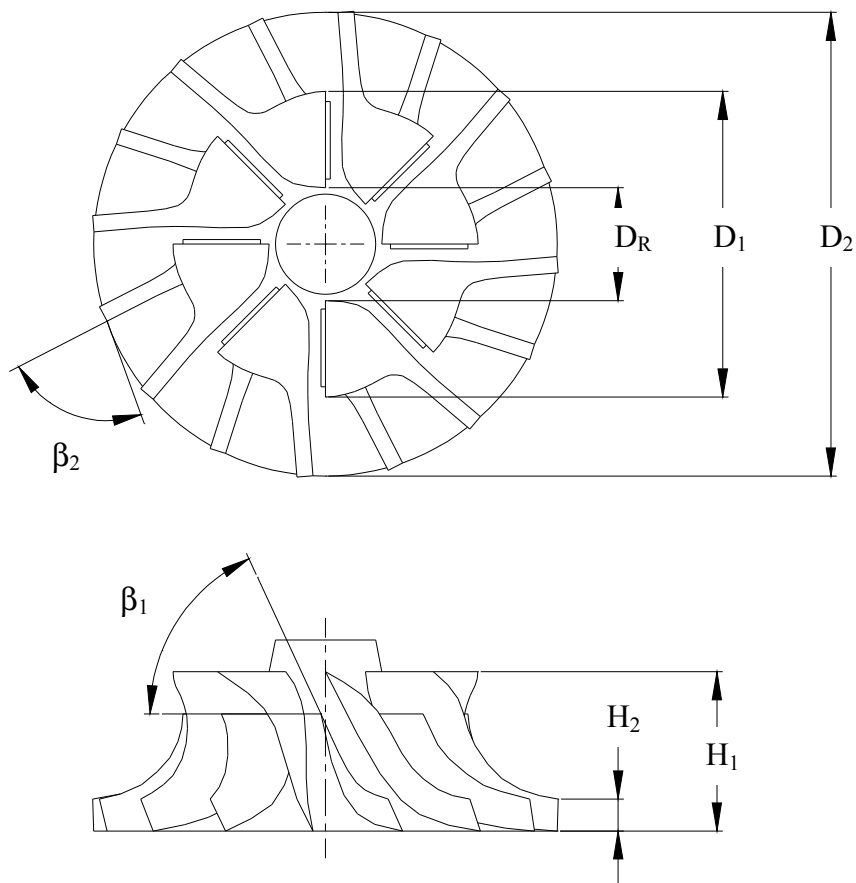


FIGURA 4.7 - Dimensões Características do Rotor do Compressor

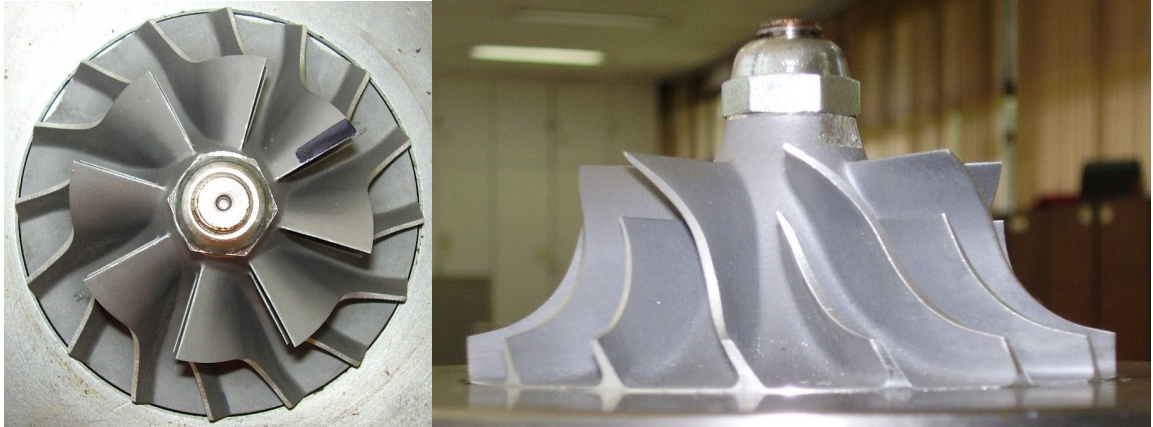


FIGURA 4.8 - Rotor do Compressor

Assim como para o compressor, os parâmetros que definem o rotor da turbina são o diâmetro maior do rotor (D_3), o diâmetro menor (D_4), o diâmetro do eixo (D_R), a altura total do rotor (H_4), a altura de entrada da pá do rotor (H_3), o ângulo de entrada do rotor (β_3), o ângulo de saída do rotor (β_4) e o número de pás do rotor (Z). Para o rotor da turbina as dimensões características devem ser tomadas de acordo com o esquema apresentado na FIGURA 4.9. Estas dimensões são tomadas em referência a FIGURA 4.10.

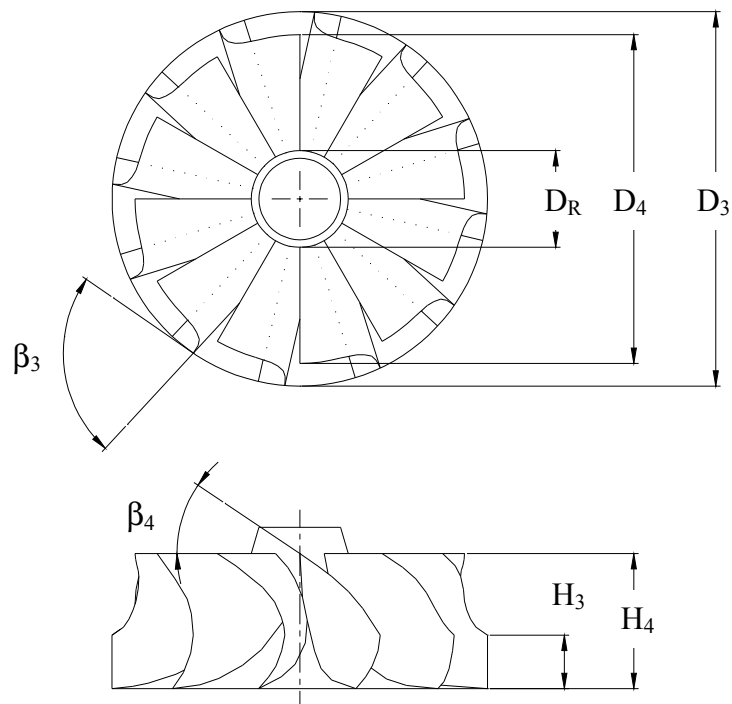


FIGURA 4.9 - Dimensões Características do Rotor da Turbina

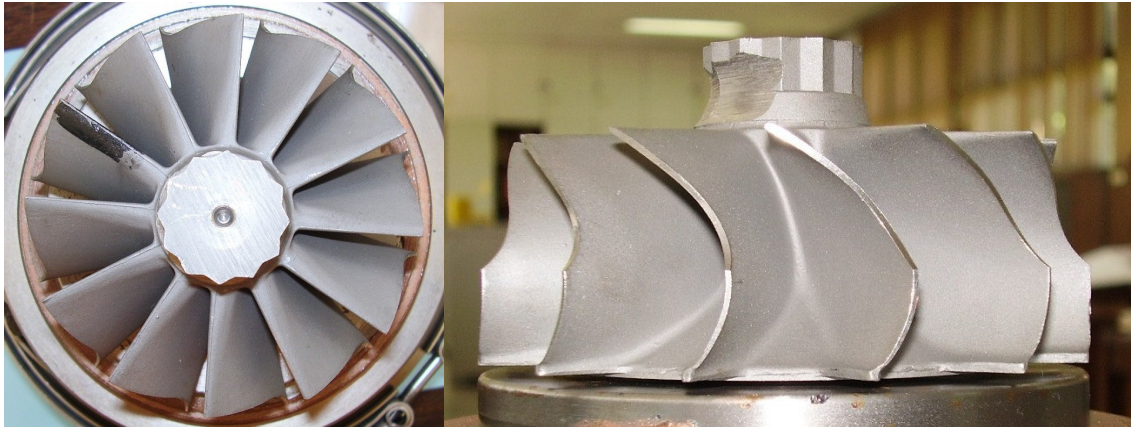


FIGURA 4.10 - Rotor da Turbina

Comercialmente alguns compressores e turbinas sofrem modificações nos diâmetros dos rotores, sem alteração nas demais características geométricas, permitindo que um mesmo tipo de rotor seja usado em turbocompressores com diferentes aplicações (Garrett, 2006).

Para definir um rotor somente com base nos seus respectivos diâmetros usa-se um parâmetro denominado *trim*, definido por (Garrett, 2006):

$$trim = 100 \cdot \frac{(\text{diâmetro menor})^2}{(\text{diâmetro maior})^2} \quad (3.31)$$

Popularmente, quando um turbocompressor tem um dos diâmetros do compressor ou da turbina modificados em relação ao original, disse-se que o rotor foi “trimado”.

4.1.4.2. Geometria das Volutas

O tamanho e geometria das volutas do compressor e da turbina influenciam diretamente no desempenho do conjunto turbocompressor. Para se avaliar geometricamente o tamanho das volutas usa-se um parâmetro denominado A/R, o qual relaciona o raio da voluta com uma dimensão da seção característica de escoamento nela (Mattingly, 1996). O valor de A/R da voluta do compressor é definido pela razão entre o diâmetro de saída da voluta e o raio da voluta, conforme mostrado na FIGURA 4.11.

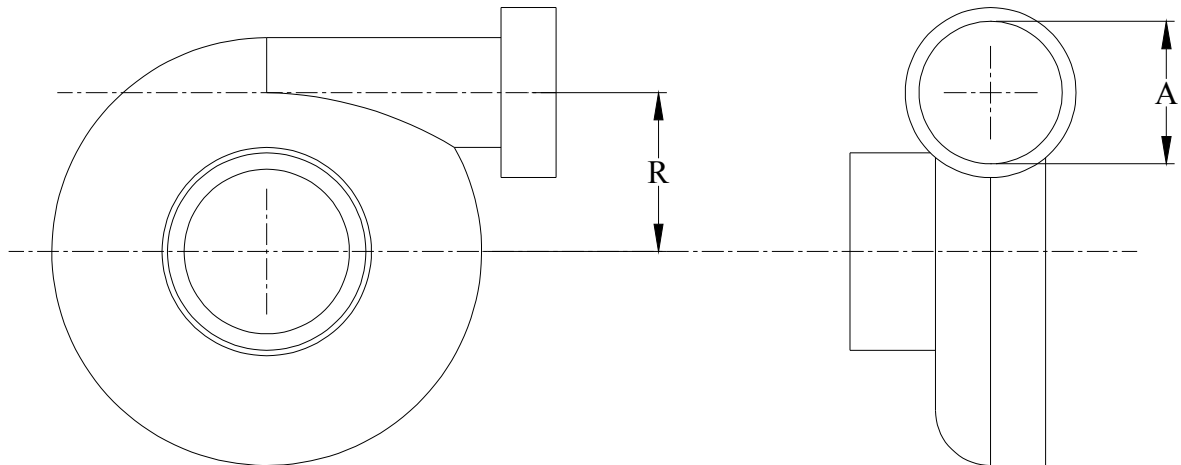


FIGURA 4.11 - A/R da Voluta do Compressor

O valor de A/R da voluta da turbina é definido pela razão entre o diâmetro de entrada da voluta e o raio da voluta. Como a seção de entrada da voluta da turbina geralmente não é circular, utiliza-se como valor de A o diâmetro equivalente calculado em função da área de referência de entrada da voluta, conforme mostrado na FIGURA 4.12.

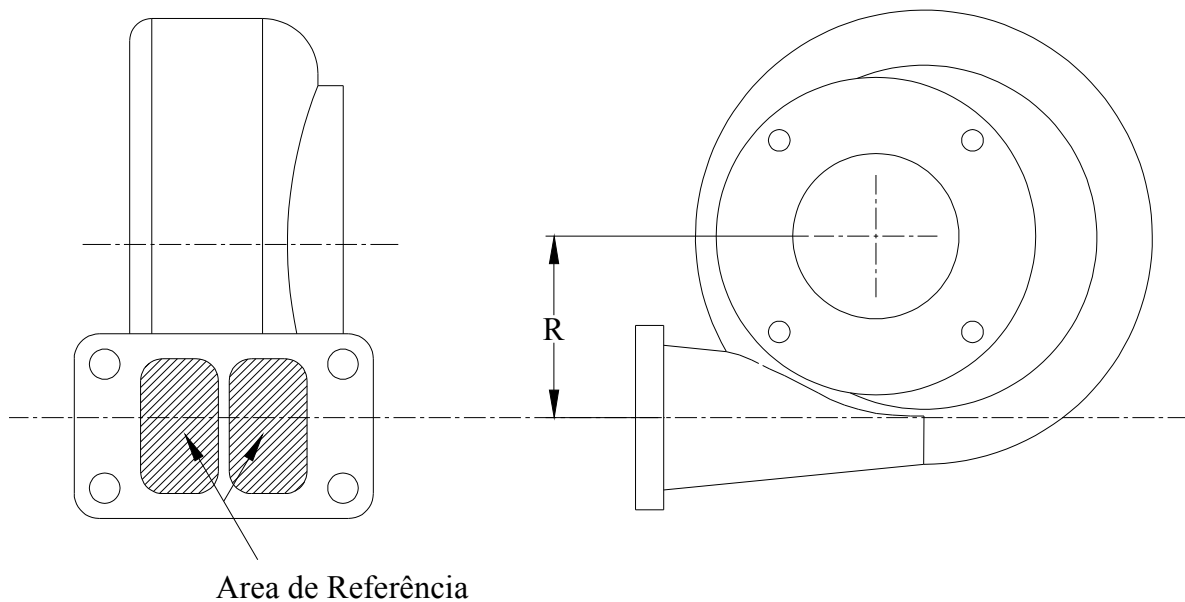


FIGURA 4.12 - A/R da Voluta da Turbina

No caso do compressor, volutas com A/R grandes são usadas para otimizar o desempenho em baixas razões de compressão e volutas com A/R pequenos são usadas para aplicações com altas razões de compressão (Garret, 2006).

Comercialmente é oferecida somente com uma opção de voluta para um determinado tipo de rotor de compressor. No caso da turbina, uma voluta com A/R pequeno aumenta a velocidade do gás no rotor, fazendo com que o conjunto atinja rotações mais altas mesmo com pequenos fluxos mássicos de gás. A desvantagem é que este tipo de voluta gera grande contrapressão ao escoamento, limitando a potência máxima da turbina em altas rotações (Garrett, 2006). Volutas com A/R grande diminuem a velocidade do escoamento no rotor, limitando a rotação máxima do conjunto. No entanto, este tipo de voluta reduz a contrapressão ao escoamento, melhorando a potência gerada pela turbina em altas rotações.

As turbinas comerciais geralmente são oferecidas com mais de uma opção de voluta. Isto torna possível que um mesmo conjunto turbocompressor seja empregado em motores com diferentes faixas de potência.

4.1.5. Sistema de Controle dos Turbocompressores

A rotação do conjunto turbocompressor é proporcional à razão de compressão do compressor e a massa total de ar que atravessa o conjunto. Como o turbocompressor é capaz de girar em rotações acima das necessárias para a maioria das suas aplicações, e também acima das seguras para estas aplicações, um sistema de controle de rotação se torna necessário. Os dois sistemas empregados são as válvulas de alívio, também chamadas de válvulas de *Blow-Off* ou *Bypass*, e as válvulas *Wastegate*. Alguns turbocompressores não possuem sistema algum de controle de rotação, sendo a mesma limitada pelo fluxo mássico que atravessa o conjunto. Estes turbos são denominados *free float devices*. Os que possuem sistema de controle são denominados *wastegated devices* (Garrett, 2006).

Popularmente no Brasil os turbocompressores dotados de sistemas de controle são ditos “valvulados” e os que não possuem sistema de controle são ditos “não-valvulados”.

4.1.5.1. Válvulas de Bypass

As válvulas de bypass são válvulas de alívio de pressão, geralmente instaladas na saída do compressor, com a finalidade de evitar que o compressor opere além da linha de *stall*. Quando o fluxo de ar através do compressor é rapidamente bloqueado, ocorre uma instabilidade no escoamento gerando grandes oscilações de pressão (Garrett, 2006).

O mecanismo de atuação das válvulas de alívio é conectado mecanicamente a uma tomada de pressão na entrada do cilindro do motor. Quando ocorre uma desaceleração brusca do motor, a pressão no cilindro flutua, forçando a abertura da válvula de alívio para evitar o *stall* do compressor.

4.1.5.2. Válvulas Wastegate

As válvulas *wastegate* atuam como limitadoras da razão de compressão do compressor. Estas válvulas são geralmente colocadas internamente à voluta da turbina e desviam o fluxo dos gases de exaustão do rotor da turbina. Não atravessando ou atravessando parcialmente o rotor os gases transferem menos energia para a turbina, que conseqüentemente transfere menos energia para o compressor, limitando a rotação do turbocompressor e a razão de compressão do compressor. O mecanismo de atuação destas válvulas é conectado a uma tomada de pressão na saída do compressor. Quando a pressão no compressor atinge um limite pré-definido, uma válvula pneumática é acionada e esta movimenta uma haste que abre a válvula *wastegate* dentro da voluta da turbina, desviando o fluxo de exaustão.

A FIGURA 4.13 apresenta dois turbocompressores comerciais, o primeiro dotado de válvula *wastegate* e o segundo do tipo *free float*.

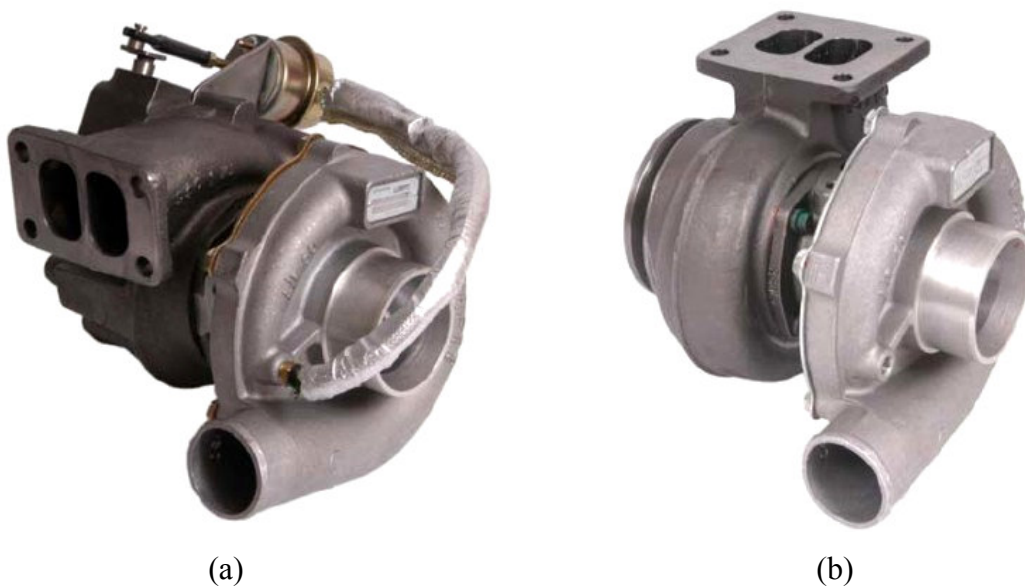


FIGURA 4.13 - Tipos de Turbocompressor
(a) wastegated, (b) free-float

4.2. Modelagem de Turbocompressores

4.2.1. Modelo Semi-Empírico do Turbocompressor

O modelo semi-empírico do compressor e da turbina apresentado em Wardil (2004) é um modelo unidimensional, desenvolvido com base na equação de Euler e nas relações termodinâmicas usando propriedades de estagnação para escoamento compressível. Segundo Wardil (2004), o desenvolvimento do modelo semi-empírico para o compressor parte das propriedades termodinâmicas de estagnação do escoamento na seção de entrada do compressor, P_{01} e T_{01} , e da eficiência politrópica.

A equação da continuidade fornece a vazão mássica em uma dada seção transversal considerada a partir da projeção do ângulo β_1 , formado pela velocidade tangencial do rotor e a velocidade relativa, na direção radial. O ângulo β_1 é um parâmetro de entrada do modelo, bem como a área A_1 , que é área compreendida entre o raio menor do rotor e o raio do eixo. O triângulo de velocidade na entrada do rotor e os seus respectivos diâmetros também são parâmetros de entrada para o desenvolvimento do modelo. A equação final do modelo semi-empírico para a razão de compressão do compressor, obtida de Wardil (2004) é apresentada a seguir:

$$\pi_c = \left\{ 1 + \frac{2 \left[\left(\omega r_2 \right) \left(\omega r_2 - \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2} \cot g(\beta_2) \right) \varepsilon - \left(\omega r_1 \right) \left(\omega r_1 - \frac{\dot{m}}{\rho_1 A_1} \cot g(\beta_1) \right) \right] (\gamma - 1) (p_1^2 A_1^2 \gamma) (\text{sen} \beta_1)^2}{\dot{m}^2 (RT_1)^2 \gamma (\gamma - 1) + 2 (p_1^2 A_1^2 \gamma^2 RT_1) (\text{sen} \beta_1)^2} \right\}^{\frac{\gamma e_c}{\gamma - 1}} \quad (3.32)$$

O modelo semi-empírico da turbina, assim como o do compressor, foi desenvolvido com base na equação de Euler e nas relações termodinâmicas usando propriedades de estagnação para escoamento compressível. A equação final do modelo semi-empírico para a razão de expansão da turbina, obtida de Wardil (2004) é apresentada a seguir:

$$\pi_T = \left\{ 1 + \frac{2 \left[\left(\omega r_4 \right) \left(\omega r_4 - \frac{\dot{m}}{\rho_4 A_4} \cot g(\beta_4) \right) - \left(\omega r_3 \right) \left(\omega r_3 + \frac{\dot{m}}{\rho_3 A_3} \cot g(\beta_3) \right) \right] \varepsilon (\gamma - 1) p_3^2 A_3^2 (\text{sen} \beta_3)^2}{\dot{m}^2 (RT_3)^2 (\gamma - 1) + 2 \gamma RT_3 p_3^2 A_3^2 (\text{sen} \beta_3)^2} \right\}^{\frac{\gamma}{(\gamma - 1) e_T}} \quad (3.33)$$

4.2.2. Modelo Bi-Paramétrico do Turbocompressor

O modelo bi-paramétrico apresentado em Rodrigues Filho (2003) consiste de modelo empírico utilizado na depuração dos dados experimentais do compressor e da turbina e é descrito através da Eq. (3.34). Trata-se de um modelo de segundo grau parametrizado em função de duas variáveis independentes, rotação e vazão mássica.

$$Y = A + B N_c + C N_c^2 + D M_c + E M_c^2 + F N_c M_c + G N_c^2 M_c^2 \quad (3.34)$$

Onde N_c é a rotação corrigida e M_c é a vazão mássica corrigida. A função Y pode ser a razão de compressão, a razão de expansão ou a eficiência politrópica do compressor e da turbina. Os coeficientes da equação do modelo matemático proposto são determinados através do método dos mínimos quadrados. Este método é utilizado para ajustar os coeficientes da função Y fazendo-se uso de dados experimentais obtidos. A qualidade do ajuste realizado é mensurada através do coeficiente de determinação R^2 . Quanto mais próximo o coeficiente estiver da unidade, melhor o ajuste. A equação de ajuste empregada é dada por:

$$\overline{A} \overline{X} = \overline{B} \quad (3.35)$$

Onde as matrizes: $\overline{A} = \sum \begin{bmatrix} n & N_c & N_c^2 & M_c & M_c^2 & N_c M_c & N_c^2 M_c^2 \\ N_c & N_c^2 & N_c^3 & N_c M_c & N_c M_c^2 & N_c^2 M_c & N_c^3 M_c^2 \\ N_c^2 & N_c^3 & N_c^4 & N_c^2 M_c & N_c^2 M_c^2 & N_c^3 M_c & N_c^4 M_c^2 \\ M_c & N_c M_c & N_c^2 M_c & M_c^2 & M_c^3 & N_c M_c^2 & N_c^2 M_c^3 \\ M_c^2 & N_c M_c^2 & N_c^2 M_c^2 & M_c^3 & M_c^4 & N_c M_c^3 & N_c^2 M_c^4 \\ N_c M_c & N_c^2 M_c & N_c^3 M_c & N_c M_c^2 & N_c M_c^3 & N_c^2 M_c^2 & N_c^3 M_c^3 \\ N_c^2 M_c^2 & N_c^3 M_c^2 & N_c^4 M_c^2 & N_c^2 M_c^3 & N_c^3 M_c^3 & N_c^3 M_c^3 & N_c^4 M_c^4 \end{bmatrix},$

$$\overline{X} = \begin{bmatrix} A \\ B \\ C \\ D \\ E \\ F \\ G \end{bmatrix} \text{ e } \overline{B} = \sum \begin{bmatrix} \pi_c \\ \pi_c N_c \\ \pi_c N_c^2 \\ \pi_c M_c \\ \pi_c M_c^2 \\ \pi_c N_c M_c \\ \pi_c N_c^2 M_c^2 \end{bmatrix}.$$

O coeficiente de determinação é dado por:

$$R^2 = 1 - \frac{(\sum (\pi_c - \pi_c^{\wedge})^2)}{\sum (\pi_c^2) - (\sum \pi_c^{\wedge})^2/n} \quad (3.36)$$

4.3. Auto-Sustentação de Turbocompressores

A auto-sustentação de um turbocompressor é definida pela capacidade da turbina em gerar potência de eixo suficiente para que o seu compressor gere o fluxo mássico e a pressão de ar necessária para o processo de combustão que sustenta a turbina.

Na condição de auto-sustentação a razão de compressão do compressor e a razão de expansão da turbina dependem exclusivamente da quantidade de energia liberada na combustão através do fluxo mássico de combustível. Um acréscimo na vazão de combustível aumenta a energia gerada na câmara que por sua vez implica em um aumento da potência gerada pela turbina, fazendo com que o turbocompressor acelere e a temperatura na turbina aumente. À medida que a rotação aumentar a vazão de ar no sistema e a razão de compressão também aumentam. O acréscimo da vazão reduz a temperatura na turbina e o acréscimo da razão de compressão aumenta a pressão de operação da câmara. Este dois comportamentos permitem que mais combustível seja injetado na câmara de combustão. Uma nova condição de operação auto-sustentada para o turbocompressor é obtida para cada vazão mássica de combustível.

4.4. Banco de Ensaio de Turbocompressores

Para o levantamento dos mapas de desempenho dos turbocompressores os mesmos devem estar conectados a um aparato experimental capaz de acioná-los e ao mesmo tempo modular a vazão mássica através do compressor e turbina.

Para testes envolvendo apenas o compressor, o mesmo pode ser acionado por um motor elétrico, através de um conjunto de engrenagens. A rotação do compressor é controlada pelo motor elétrico enquanto que a vazão mássica é controlada por uma válvula instalada na saída do compressor. A principal vantagem deste tipo de ensaio é a precisão no controle da rotação do compressor e a desvantagem é justamente a limitação de rotação atingida pelo compressor (Rodrigues Filho, 2003). Para ensaios em turbocompressores montados, a alternativa mais interessante é o acionamento do conjunto via turbina.

Esta opção se mostra bastante interessante uma vez que possibilita o levantamento do mapa da turbina simultaneamente com o do compressor, permitindo que seja calculada a eficiência mecânica do sistema. Existem duas formas principais de acionar a turbina: através de um banco de fluxo (geralmente ar comprimido a baixa temperatura) e através de um gerador de gás quente (por exemplo, uma câmara de combustão). Estas opções de banco de ensaios possuem um inconveniente: o controle da rotação do turbocompressor. Como a rotação é definida pela quantidade de energia fornecida a turbina e pela carga dinâmica imposta ao sistema, um sistema de válvulas de controle deve ser incorporado ao banco de ensaios.

4.4.1. Banco de Ensaios de Ar Frio

Este tipo de banco de ensaios caracteriza-se pela utilização de uma fonte de energia de baixa temperatura para acionamento da turbina. Empregam-se normalmente sopradores ou compressores de ar elétricos, ligados a um ou mais reservatórios de ar, os quais são conectados a entrada da turbina. A fim de se atingir altos valores de razão de compressão, razão de expansão e rotação é necessário que compressores cada vez mais potentes sejam empregados, tornando o custo da instalação e o custo operacional elevado. A principal limitação deste tipo de montagem é que ela não permite simular o turbocompressor em uma das suas condições mais importantes, a auto-sustentação.

Rodrigues Filho (2003) realizou ensaios em turbocompressores de pequeno porte montados, levantando o mapa de desempenho do compressor e da turbina simultaneamente, a partir de uma montagem experimental baseada em um banco de fluxo. O banco de ensaios, cujo esquema é mostrado na FIGURA 4.14, utilizava um compressor elétrico de parafuso para gerar ar comprimido para acionamento da turbina.

As condições de operação da turbina e do compressor foram mapeadas com ambos operando em baixas temperaturas, não representando as suas condições reais de operação. Um sistema de válvulas de controle era utilizado para controlar a rotação do turbocompressor. A modulação da vazão mássica através da turbina é realizada através de um par de medidores de fluxo laminar e a vazão mássica no compressor através de um tubo venturi instalado na entrada do compressor. A limitação apresentada nos ensaios realizados por Rodrigues Filho (2003) é que eles conseguiram reproduzir apenas uma pequena faixa operacional dos turbocompressores.

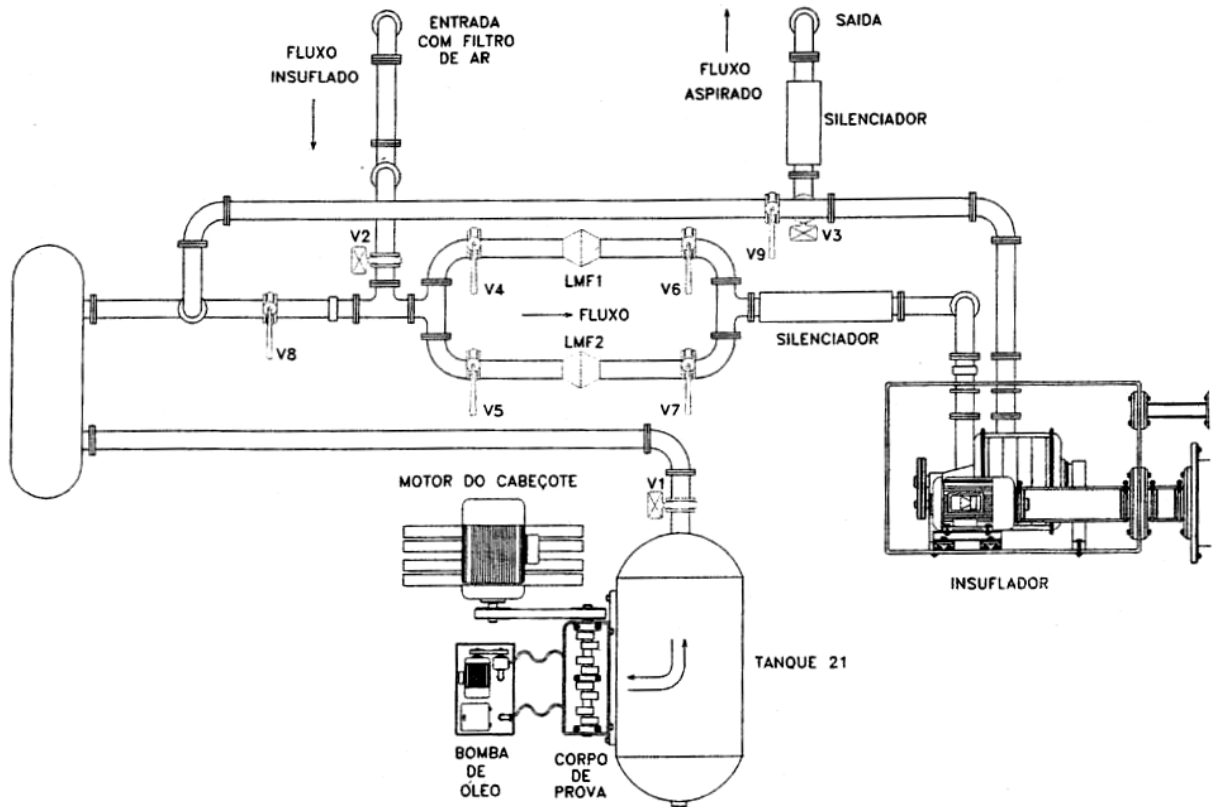


FIGURA 4.14 - Esquema de um Banco de Ensaios de Ar Frio
Rodrigues Filho (2003)

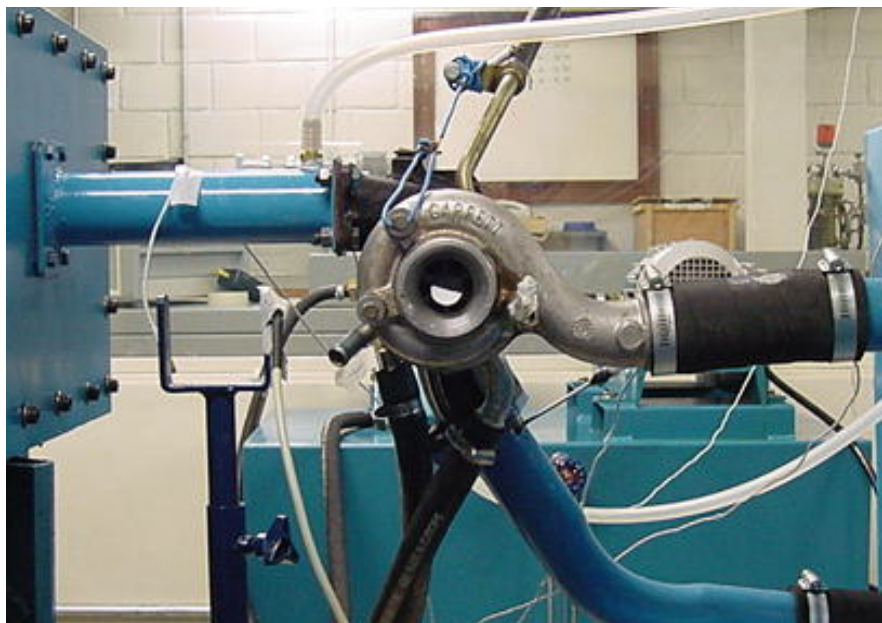


FIGURA 4.15 - Banco de Ensaios de Ar Frio
Rodrigues Filho (2003)

4.4.2. Banco de Ensaio de Gás Quente

Este tipo de banco de ensaios caracteriza-se pela utilização de um queimador de combustível para acionamento da turbina. Nessa configuração, assim como nos bancos a frio, são empregados compressores de ar elétricos. Esses equipamentos são utilizados para o acendimento da câmara de combustão. A grande vantagem deste tipo de montagem é que dependendo do porte da câmara de combustão é possível levar o turbocompressor até a auto-sustentação. A principal limitação é a temperatura de operação do turbocompressor, principalmente nas condições de auto-sustentação.

Em Naundorf, Bols e Mandel (2001) é apresentado um banco de ensaios de turbocompressores baseado em um gerador de gás quente de alto desempenho. A montagem experimental consiste de uma bateria de compressores elétricos de parafuso utilizados para acionar o queimador de combustível, a qual é mostrada na FIGURA 4.16.

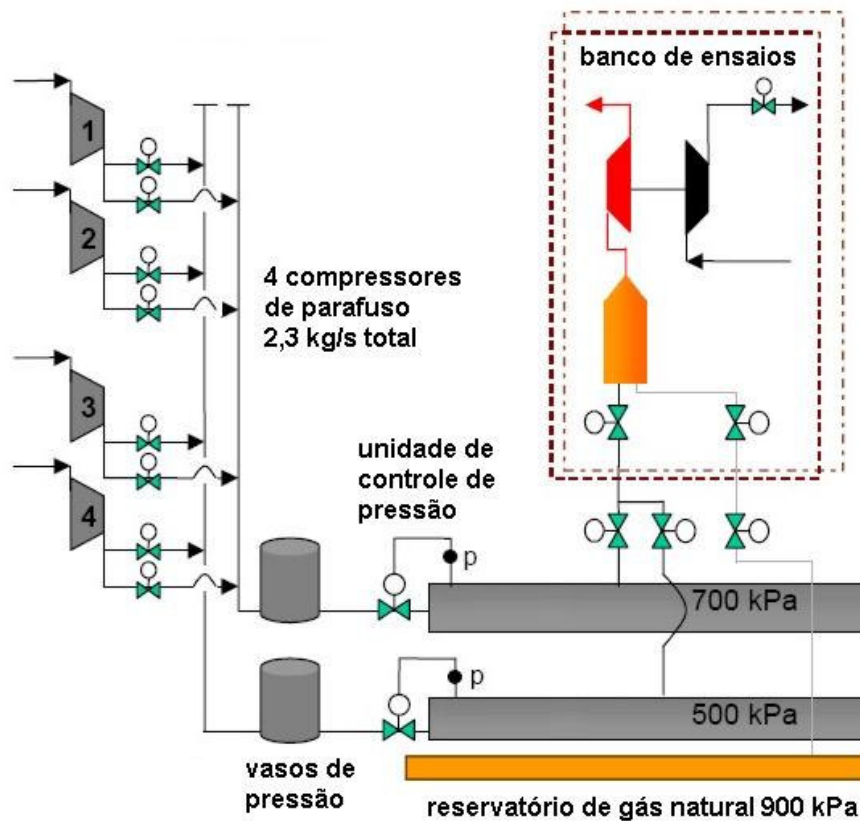


FIGURA 4.16 – Esquema de um Banco de Ensaio de Gás Quente
Naundorf, Bols e Mandel (2001)

A turbina é acionada pelos gases de exaustão da câmara de combustão. As pressões e temperaturas atingidas no banco de ensaios permitem o mapeamento completo da turbina e do compressor em condições reais de operação. Uma válvula de controle instalada na entrada da câmara de combustão permite alterar a condição de operação desta e do turbocompressor. Na saída do compressor também é instalada uma válvula, a qual é utilizada para simular carga dinâmica no sistema. A grande desvantagem deste tipo de banco de ensaios é o alto custo da instalação.

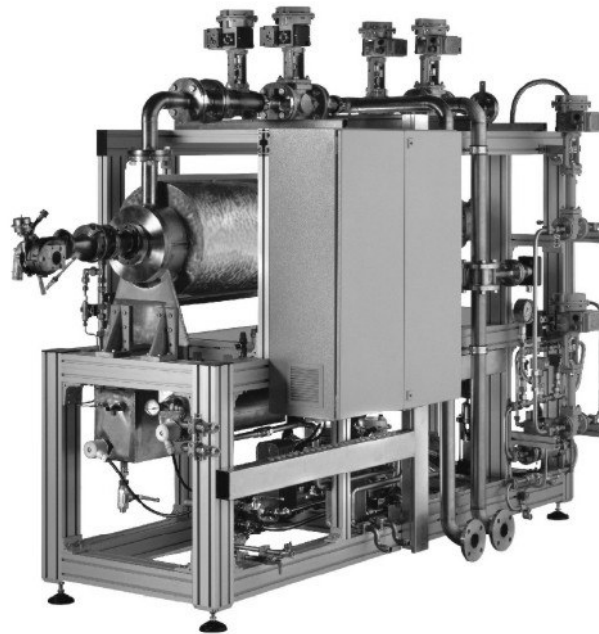


FIGURA 4.17 - Banco de Ensaio de Gás Quente
Naundorf et al. (2001)

4.5. Câmara de Combustão

Uma câmara de combustão consiste de um equipamento térmico no qual a mistura ar-combustível é queimada. Como o processo de combustão é exotérmico, a energia química proveniente do combustível é transformada em energia térmica para o escoamento de ar. Do ponto de vista construtivo existem três tipos principais de câmara de combustão: as anulares, as canulares e as tubulares (Araújo Jr., 2004). Este último tipo de câmara é a mais comumente empregada em pequenas turbinas à gás devido a sua simplicidade construtiva. As principais partes constituintes deste tipo de câmara são o difusor dianteiro, a carcaça externa e o tubo de chama, mostrados na FIGURA 4.18.

A função principal do difusor de entrada é reduzir a velocidade do escoamento após sua entrada na câmara. O tubo de chama é o local onde o processo de combustão propriamente dito. A carcaça externa, além de função estrutural, atua como um isolante térmico entre o tubo de chama e o meio ambiente (Araújo Jr., 2004).

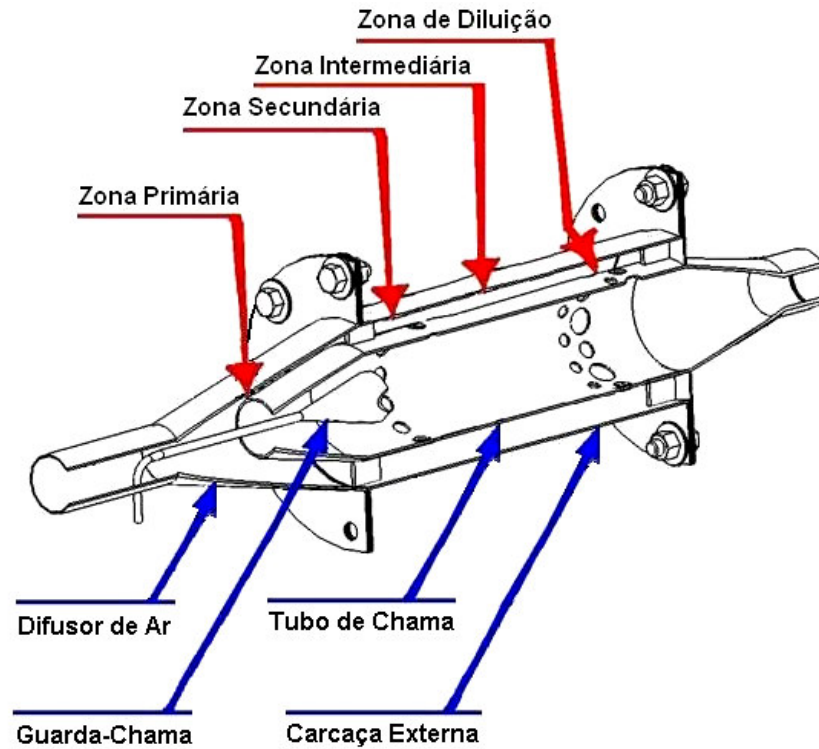


FIGURA 4.18 - Câmara de Combustão Tubular

Na região do difusor de entrada ocorre a separação do escoamento, sendo uma parcela do ar desviada para fora do tubo de chama. Esta relação entre o ar desviado e o não desviado é conhecida como razão de derivação do queimador. A parcela não desviada do ar corresponde a principal quantidade de ar que participa da combustão. Esta região é denominada de zona primária do queimador. A parcela desviada do escoamento é novamente introduzida no tubo de chama através de orifícios radiais, os quais delimitam as zonas secundárias, intermediária e de diluição, conforme mostrado na FIGURA 4.18.

O guarda-chama consiste em uma obstrução posicionada no sentido do fluxo de ar. Esta parte da câmara provoca recirculação no escoamento do ar, garantindo que os produtos quentes da combustão transfiram calor para os reagentes frios, atuando assim como um sistema de estabilização da chama (Araújo Jr., 2004).

O bico injetor de combustível é um dos componentes da câmara de combustão que mais afetam o seu desempenho. Para um determinado tipo de injetor a vazão mássica de combustível que o atravessa é função da razão de pressão do injetor e de suas características geométricas. A razão de pressão no injetor é definida pelo quociente entre a pressão absoluta de operação do queimador (P_Q) e a pressão absoluta de injeção de combustível (P_{INJ}).

O parâmetro comumente empregado para caracterizar um determinado tipo de injetor de combustível é o coeficiente de descarga (C_d). Para obtenção do coeficiente de descarga é necessário conhecer a vazão mássica real de combustível que atravessa o injetor e a vazão mássica teórica que o atravessaria em condições ideais.

O modelo de escoamento empregado para determinar o fluxo mássico ideal no injetor é baseado no fluxo isentrópico através de um orifício, conforme apresentado em Zucrow e Hoffman (1976). Existem dois regimes de escoamento previstos pelo modelo. No primeiro caso, o escoamento permanece subsônico entre as duas câmaras. É necessário que a razão de pressão P_Q/P_{INJ} seja maior que um valor crítico. No segundo caso, a razão de pressão P_Q/P_{INJ} é menor ou igual ao valor crítico. Nesta condição o escoamento atinge a condição sônica na garganta, que corresponde a seção de menor diâmetro, e a vazão mássica atinge seu máximo valor para uma dada pressão de estagnação a montante. Neste caso o escoamento é dito “entupido” (*choked flow*). Para um escoamento subsônico, respeitando a condição de razão de pressão crítica da Eq. (3.37), a vazão mássica isentrópica é dada por:

$$\frac{P_Q}{P_{INJ}} > \left[\frac{2}{\gamma + 1} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (3.37)$$

$$\dot{m}_{ISO} = \frac{P_Q A_{INJ}}{a_{GAS}} \left(\frac{P_Q}{P_{INJ}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \left\{ \frac{2\gamma^2}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\frac{P_Q}{P_{INJ}} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.38)$$

Onde A_{INJ} é a área do injetor em m^2 , a_{GAS} a velocidade do som no combustível em m/s e γ a razão entre os calores específicos do combustível. Para escoamento “entupido”, respeitando a condição de razão de pressão crítica da Eq. (3.39), a vazão mássica é dada por:

$$\frac{P_Q}{P_{INJ}} \leq \left[\frac{2}{(\gamma+1)} \right]^{\frac{\gamma}{(\gamma-1)}} \quad (3.39)$$

$$\dot{m}_{ISO} = \frac{P_Q A_{INJ}}{a_{GAS}} \gamma \left[\frac{2}{(\gamma+1)} \right]^{\frac{(\gamma+1)}{2(\gamma-1)}} \quad (3.40)$$

4.6. Sistemas de Medição de Fluxo

O princípio mais difundido para medição de vazão em dutos envolve a introdução de uma restrição de área constante no duto onde ocorre o escoamento. Esta restrição imposta ao escoamento provoca uma queda de pressão proporcional à vazão. Os dispositivos de medição de vazão mais difundidos são as placas de orifício e os tubos venturi (Delmeé, 1983).

Para um escoamento unidirecional, incompressível, sem realização de trabalho, transferência de calor ou variação da energia potencial gravitacional, pode-se calcular a vazão teórica através de uma placa de orifício, mostrado na FIGURA 4.19, ou tubo venturi, mostrado na FIGURA 4.20, através da seguinte equação (Delmeé, 1983):

$$\dot{m}_{teórica} = \frac{A_{2,D}}{\sqrt{1 - (A_{2,D} / A_{1,D})^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot (P_{1,D} - P_{2,D}) \cdot \rho} \quad (3.41)$$

Onde $\dot{m}_{teórica}$ é a vazão mássica teórica, A_{1D} a área da seção transversal da tubulação antes da restrição, tomada na seção 1 das FIGURA 4.19 e 4.20, A_{2D} a área da seção transversal da restrição ou garganta, tomada na seção 2 das FIGURA 4.19 e 4.20, ρ a massa específica do fluido antes da restrição, P_{1D} a pressão estática na tubulação e P_{2D} a pressão estática após a garganta.

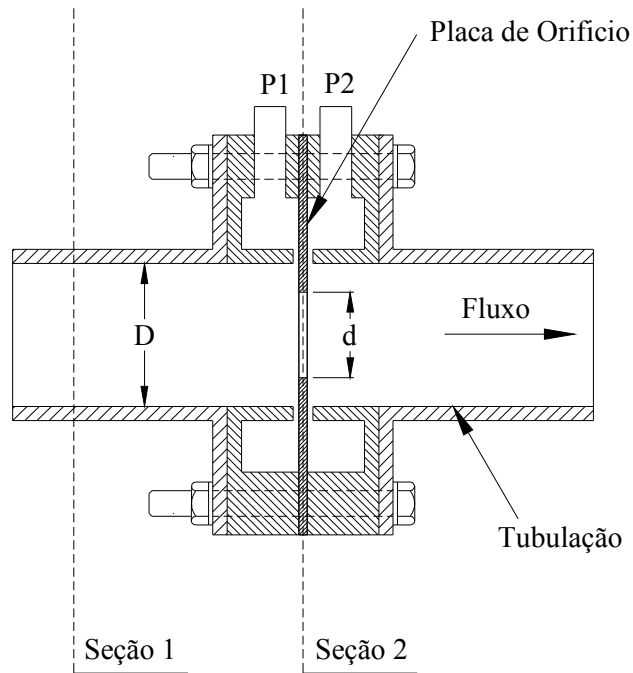


FIGURA 4.19 - Esquema de uma Placa de Orifício

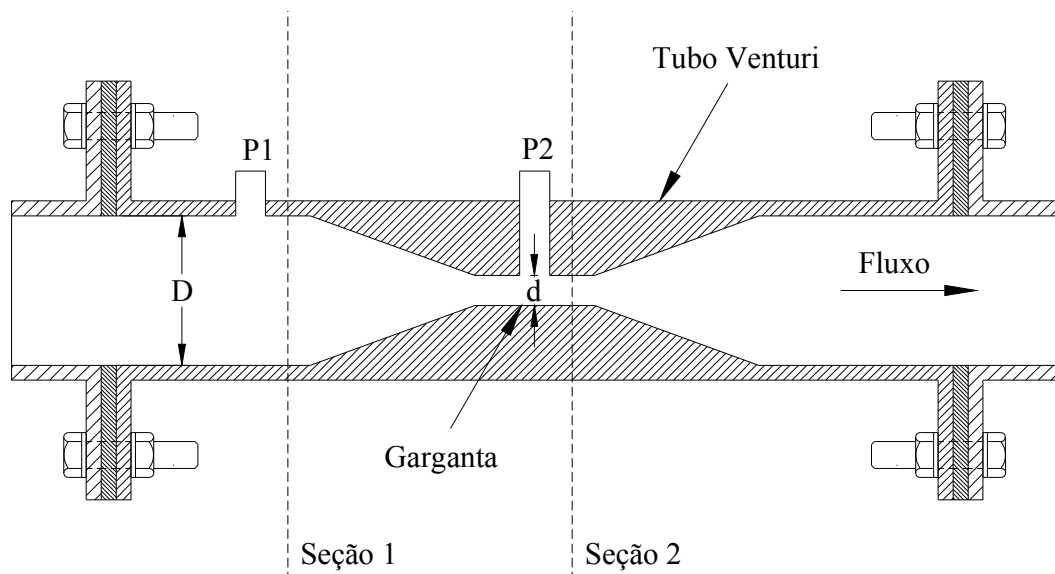


FIGURA 4.20 - Esquema de um Tubo Venturi

Na realidade, a situação real difere da situação prevista pelo modelo teórico de maneira que se torna necessário o emprego de um fator de correção experimental afim de que se possa obter com precisão o valor da vazão. O desvio entre o valor real da vazão e o valor teórico ocorre devido a área da seção transversal do escoamento ser diferente da área geométrica da tubulação e ao escoamento ideal ser invíscido (Delmeé, 1983).

Para determinar a vazão mássica real de atravessa um medidor, é necessário que seja realizada previamente uma calibração experimental do dispositivo. A partir da calibração determina-se o coeficiente de descarga (C_d) do medidor de vazão, que consiste na razão entre os valores de vazão mássica real e teórica:

$$C_d = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teórica}} \quad (3.42)$$

Onde \dot{m}_{REAL} é a vazão mássica real e $\dot{m}_{TEÓRICA}$ a vazão mássica teórica.

Aplicando-se a Eq. (3.42) em (3.41) tem-se:

$$\dot{m}_{real} = \frac{C_d \cdot A_{2,D}}{\sqrt{1 - (A_{2,D} / A_{1,D})^2}} \cdot \sqrt{2 \cdot (P_{1,D} - P_{2,D}) \cdot \rho} \quad (3.43)$$

A relação entre os diâmetros (ou relação entre as áreas) pode ser escrita através de uma constante β dada por:

$$\beta = \frac{d}{D} = \sqrt{\frac{A_{2,D}}{A_{1,D}}} \quad (3.44)$$

Onde d é o diâmetro da restrição (ou garganta) e D é o diâmetro da tubulação.

Introduzindo o coeficiente de expansão de velocidades, E :

$$E = \frac{1}{\sqrt{1 - (A_{2,D} / A_{1,D})^2}} = \frac{1}{\sqrt{1 - \beta^4}} \quad (3.45)$$

Substituindo-se a Eq. (3.45) em (3.43) tem-se:

$$\dot{m}_{real} = C_d \cdot E \cdot A_{2,D} \cdot \sqrt{2 \cdot (P_{1,D} - P_{2,D}) \cdot \rho} \quad (3.46)$$

Esta equação pode ser aplicada a escoamentos incompressíveis, no qual por definição o número de Mach não ultrapassa o valor de 0,3 (Delmeé, 1983). Para que os efeitos de compressibilidade do escoamento sejam considerados, um coeficiente de pressão (ϵ) deve ser acrescentado na Eq. (3.46). A equação para este coeficiente é específico para cada tipo de medidor de vazão e pode ser encontrada com facilidade na literatura.

Para um determinado tipo de medidor de vazão, o coeficiente de descarga combinado ($C_d \cdot E$) é tabelado em função da razão de diâmetros e do número de Reynolds característico da tubulação, definido por:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}}{\pi \cdot \nu \cdot l} \quad (3.47)$$

Onde ν é a viscosidade cinemática do fluido de trabalho e l é o comprimento característico do medidor de vazão, geralmente o diâmetro da garganta.

4.7. Modelagem do Escoamento através de uma Turbina

Segundo Kanamaru et al. (1991), o fluxo mássico característico através de uma turbina é similar ao mesmo tipo de fluxo através de um orifício, visto que a turbina atua como um elemento deprimogênito no sistema. Entretanto, a substituição da turbina por um orifício equivalente geralmente é aplicável somente em uma pequena faixa de operação desta. Para se obter uma formulação aplicável em grandes faixas, assume-se que o fluxo mássico no rotor atua sobre o campo potencial onde a força centrífuga age, devido à rotação da turbina. Ainda de acordo com Kanamaru et al. (1991), a combinação desta hipótese com a formulação padrão de orifícios deprimogênitos conduz a uma expressão para a vazão mássica na turbina em função das suas características geométricas, da razão de pressão, da rotação e das propriedades do escoamento. Introduce-se na equação de vazão um coeficiente de área equivalente.

Este coeficiente é característico para um determinado tipo de turbina, analogamente ao coeficiente de descarga. Os resultados apresentados por Kanamaru et al. (1991) demonstram que para uma dada rotação da turbina, com esta operando em uma determinada faixa de razões de pressão, o coeficiente de área equivalente (F) é constante.

A partir do conceito apresentado em Kanamaru et al. (1991) pode-se desenvolver uma metodologia para calibração da turbina com elemento medidor de vazão mássica. De acordo com a Eq. (3.46), pode-se calcular o coeficiente de descarga combinado de uma turbina com base em uma vazão mássica de referência e das propriedades do escoamento na turbina.

4.8. Combustíveis Gasosos

Em ensaios de equipamentos térmicos acionados a partir de combustíveis gasosos comumente são empregados o gás liquefeito de petróleo - GLP - e o gás natural - GN. A vantagem de se utilizar o GLP frente ao GN é a disponibilidade comercial e física dos botijões de gás. O gás natural necessita de tanques relativamente grandes se comparados ao GLP para permitir um mesmo tempo de operação. Isto ocorre devido a densidade normal do GLP (massa por unidade de volume nas condições de 1 atm e 25 °C) ser 2,6 vezes maior do que a do GN. A vantagem do gás natural é o custo por m³, que em aplicações industriais pode chegar à metade do preço. Além disso, a pressão nominal do cilindro de GLP é inferior a do GN. Na medida em que vai sendo consumido o gás, a pressão de vapor do GLP dentro do cilindro decai mais rapidamente que a do GN. As propriedades termo-físicas do GLP e do GN, obtidas de Garcia (2002), são apresentadas nas TABELA 4.1 e 4.2, respectivamente.

TABELA 4.1 - Propriedades Termo-Físicas do Gás Liquefeito de Petróleo
50% propano, 50% butano - 101,325 kPa @ 25°C

parâmetro	unidade	valor
massa molar	kg/kmol	51,11
constante do gás	kJ/kg.K	0,1626
razão ar / combustível estequiométrica	kg/kg	15,46
poder calorífico inferior volumétrico	kJ/Nm ³	45.980
massa específica	kg/Nm ³	2,0891
razão de calores específicos	-	1,1069
viscosidade cinemática	10 ⁻⁵ Pa.s	0,7783
limite de inflamabilidade inferior	% vol Ar	1,9
limite de inflamabilidade superior	% vol Ar	9,5
temperatura de auto-ignição	°C	430

TABELA 4.2 - Propriedades Termo-Físicas do Gás Natural
92% metano e outros - 101,325 kPa @ 25°C

parâmetro	unidade	valor
massa molar média	kg/kmol	18,12
constante do gás	kJ/kg.K	0,4588
razão ar / combustível estequiométrica	kg/kg	16,59
poder calorífico inferior volumétrico	kJ/Nm ³	37.590
massa específica	kg/Nm ³	0,7405
razão de calores específicos	-	1,305
viscosidade cinemática	10 ⁻⁵ Pa.s	-
limite de inflamabilidade inferior	% vol Ar	5,0
limite de inflamabilidade superior	% vol Ar	15,0
temperatura de auto-ignição	°C	540

4.9. Conclusão da Revisão Bibliográfica

Para a aplicação correta de um conjunto turbocompressor em um determinado equipamento térmico é necessário que sejam conhecidas as características operacionais dos componentes do conjunto, compressor e turbina. Com nem sempre essas informações são divulgadas pelos fabricantes, surge a necessidade de se ensaiar o conjunto em um banco de ensaios, para determinação destas características. Entretanto, o custo de levantamento de um mapa de desempenho utilizando os bancos convencionais instrumentados é elevado, visto que estes apresentam altos custos de fabricação e operação. Estes fatores levam ao desenvolvimento de uma configuração experimental de baixo custo e fácil operação, se comparada a outros tipos de banco de ensaios já construídos, para permitir a realização de ensaios em turbocompressores. Outro fator é que os modelos matemáticos apresentados para a modelagem de turbocompressores necessitam de ajustes em função dos resultados experimentais. Assim, a configuração física experimental de um banco de ensaios de turbocompressores é definida também com base nas características operacionais do conjunto. A grande vantagem de se utilizar um banco de gás quente para ensaiar os conjuntos é que esse tipo de montagem permite simular a condição real de funcionamento do turbocompressor, diferentemente dos bancos de ensaios a frio.

5. APARATO EXPERIMENTAL

5.1. Descrição Geral do Banco de Ensaios

O banco de ensaios a gás quente desenvolvido consiste de uma instalação que se destina à análise experimental de escoamentos em turbocompressores, em regimes permanente e transiente, que permite reproduzir as condições reais de operação de um conjunto montado. O componente principal deste banco de ensaios é o queimador de combustível utilizado para acionamento do turbocompressor. O banco de ensaios tratado neste trabalho está equipado com uma câmara de combustão tubular, projetada para operar com combustíveis gasosos, a qual será descrita em detalhes a seguir.

A partir das características operacionais da câmara de combustão e do turbocompressor, juntamente com as grandezas presentes nos respectivos mapas de desempenho, requer-se uma configuração experimental que seja capaz de (Venson, 2004):

- acionar o turbocompressor;
- permitir o controle dinâmico do turbocompressor;
- medir e controlar a vazão mássica de ar;
- medir e controlar a vazão mássica de combustível;
- medir a pressão e a temperatura à montante e jusante do compressor e turbina;
- medir a pressão e a temperatura na câmara de combustão;
- medir as propriedades de injeção de combustível como pressão e temperatura;
- medir e controlar a pressão e temperatura do óleo lubrificante do turbocompressor;
- medir a rotação do conjunto turbocompressor;
- medir as condições ambientes;

Adotou-se um diâmetro de tubulação padrão de 2" para o banco de ensaios, bem como um flange padrão para a união das partes do banco. O material empregado na construção da estrutura do banco é o aço SAE 1020, exceção feita à câmara de combustão e às tubulações a montante e jusante da turbina, fabricadas em aço inoxidável AISI 304 devido à operação em altas temperaturas.

A configuração final para o banco de ensaios foi definida principalmente com a finalidade de reduzir o custo de implementação da instalação experimental. Optou-se por construir uma estrutura baseada em uma gaiola central, na qual as principais partes constituintes estão suspensas em balanço, fixadas através de cabos presos em travessas transversais e longitudinais na parte superior da gaiola. As características mais importantes do banco de ensaios é que a configuração física permite a fácil intercambiabilidade de conjuntos turbocompressores, devido à adoção de um flange padrão, e que algumas partes do banco de ensaios podem ser removidas de acordo com os diferentes tipos de testes que são realizados nos turbocompressores. O esquema do banco de ensaios na sua configuração completa é apresentado na FIGURA 5.1. Imagens do banco de ensaios, em uma das suas diferentes possíveis configurações, são mostradas nas FIGURA 5.2 e 5.3. As principais partes do banco de ensaios serão descritas nas subseções a seguir. A descrição do sistema de instrumentação e controle do banco de ensaios será tratada em especial no capítulo 5.

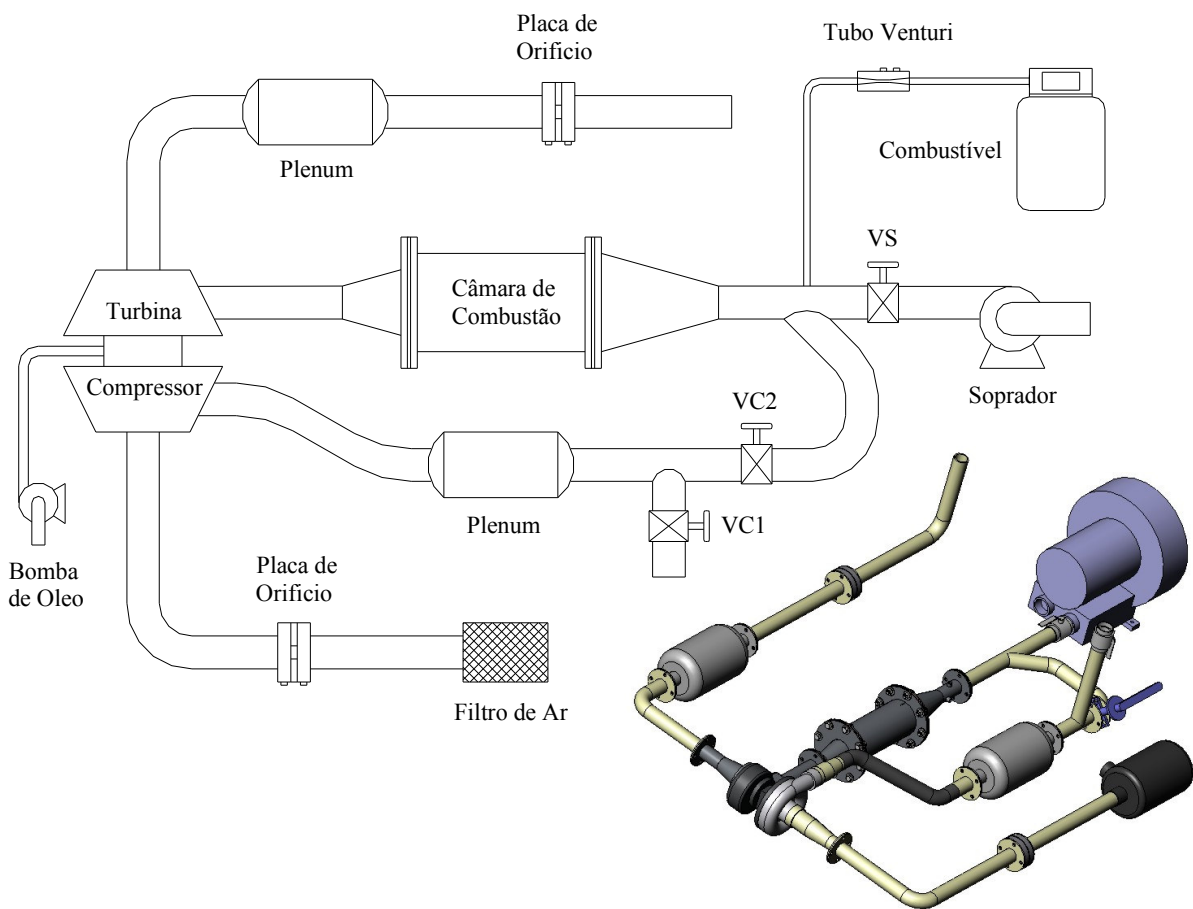


FIGURA 5.1 - Esquema do Banco de Ensaio Completo

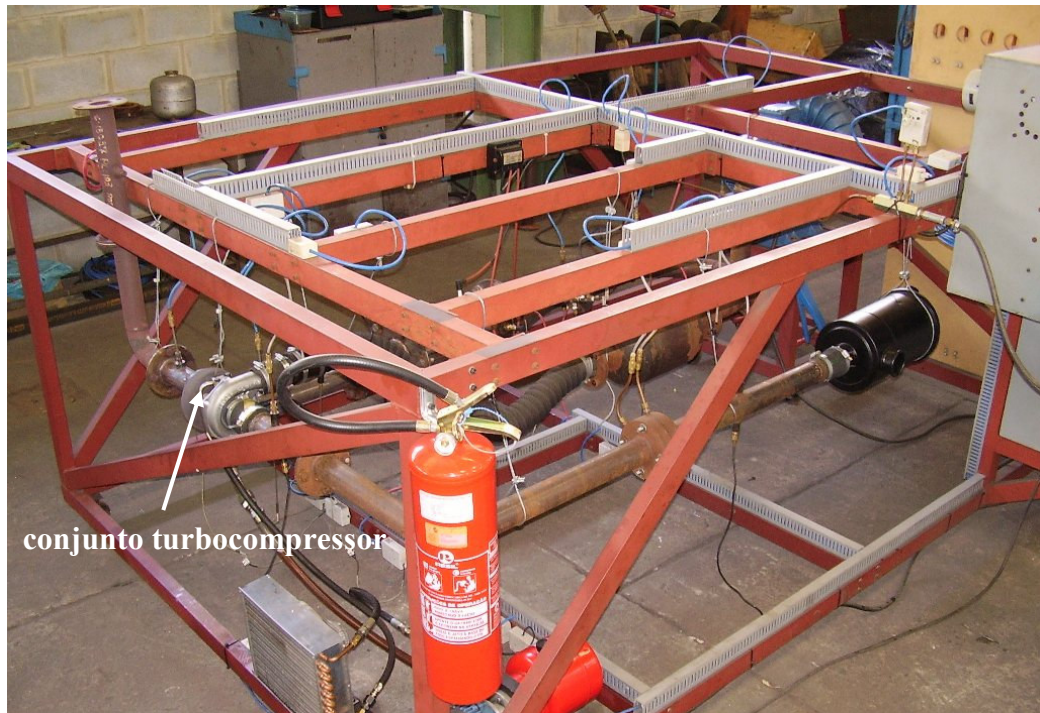


FIGURA 5.2 - Banco de Ensaio de Turbocompressores
Vista do Turbocompressor

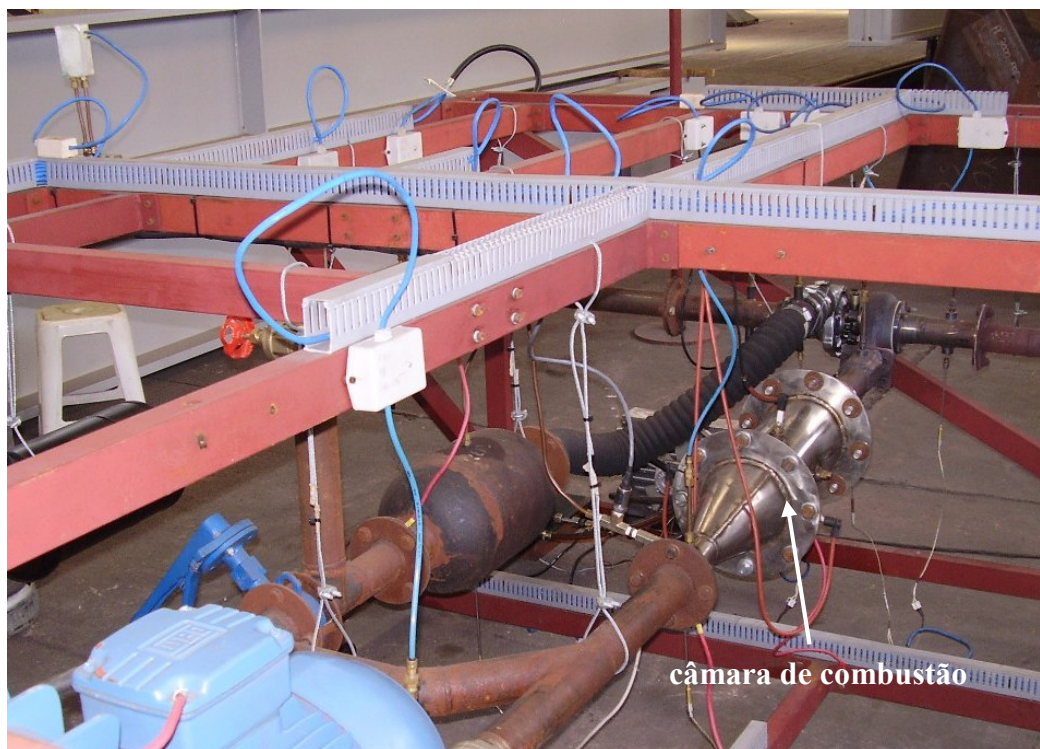


FIGURA 5.3 - Banco de Ensaio de Turbocompressores
Vista da Câmara de Combustão

5.2. Turbocompressor

O conjunto utilizado no desenvolvimento do banco de ensaios é o Master Power MP-O4B. Este turbocompressor é do tipo *free float* e é empregado em caminhões comerciais médios, nos quais a potência do motor não ultrapassa os 200 kW. O compressor e a turbina são apresentados nas FIGURA 5.4 e 5.5 respectivamente. As dimensões características dos rotores e volutas são apresentadas na TABELA 5.1.

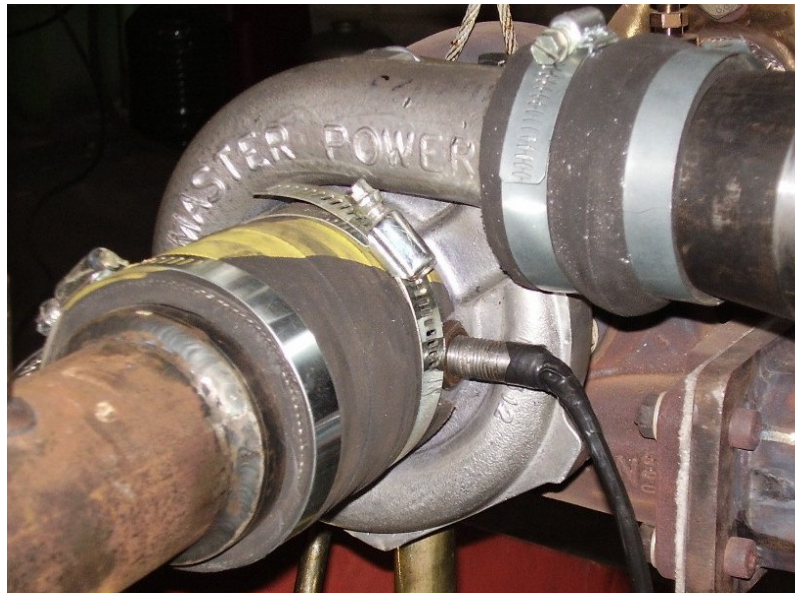


FIGURA 5.4 - Compressor MP-O4B

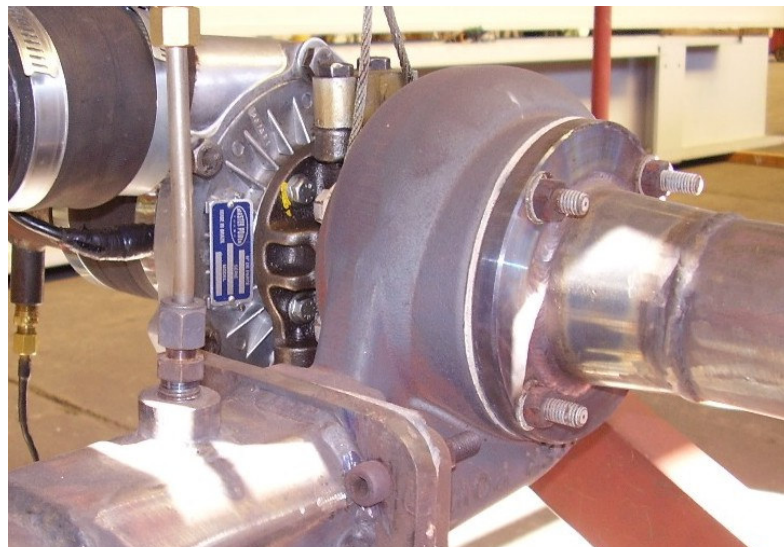


FIGURA 5.5 - Turbina MP-O4B

TABELA 5.1 - Dimensões do Turbocompressor MP-O4B

dimensão	compressor	turbina
número de pás	12	11
diâmetro maior do rotor (mm)	70,0	72,5
diâmetro menor do rotor (mm)	45,8	57,7
diâmetro do eixo (mm)	18,8	21,7
diâmetro de entrada da voluta (mm)	46,4	57,6 (53,2 x 49,0)
diâmetro de saída da voluta (mm)	34,8	60,0
A (mm)	34,8	57,6
R (mm)	58,0	57,6
razão A/R	0,60	1,00
ângulo de entrada da pá	55°	85°
ângulo de saída da pá	77°	34°
altura da pá (mm)	6,7	10,6
altura do rotor (mm)	24,3	31,2
trim do rotor	43	63

5.3. Câmara de Combustão

A câmara de combustão empregada no banco de ensaios é do tipo tubular, construída em aço inoxidável AISI 304, de acordo com metodologia apresentada em Araújo Jr. (2004). Foi escolhida esta configuração para o queimador visando facilidade de construção e manutenção. As partes constituintes desta câmara são apresentadas na FIGURA 4.18. As dimensões características do queimador são apresentadas na FIGURA 5.6.

A partir de simulações computacionais do escoamento de ar no interior desta câmara de combustão, apresentadas em Moreira (2006), verificou-se a necessidade de realizar modificações físicas na câmara em relação ao projeto original. A entrada direta de ar do tubo de chama (região primária) foi completamente bloqueada a fim de melhorar a estabilidade de chama na região do guarda-chama. Furos radiais foram acrescentados no tubo de chama para redefinir as zonas de queima e promover uma melhor distribuição do escoamento, melhorando também a estabilidade da combustão.

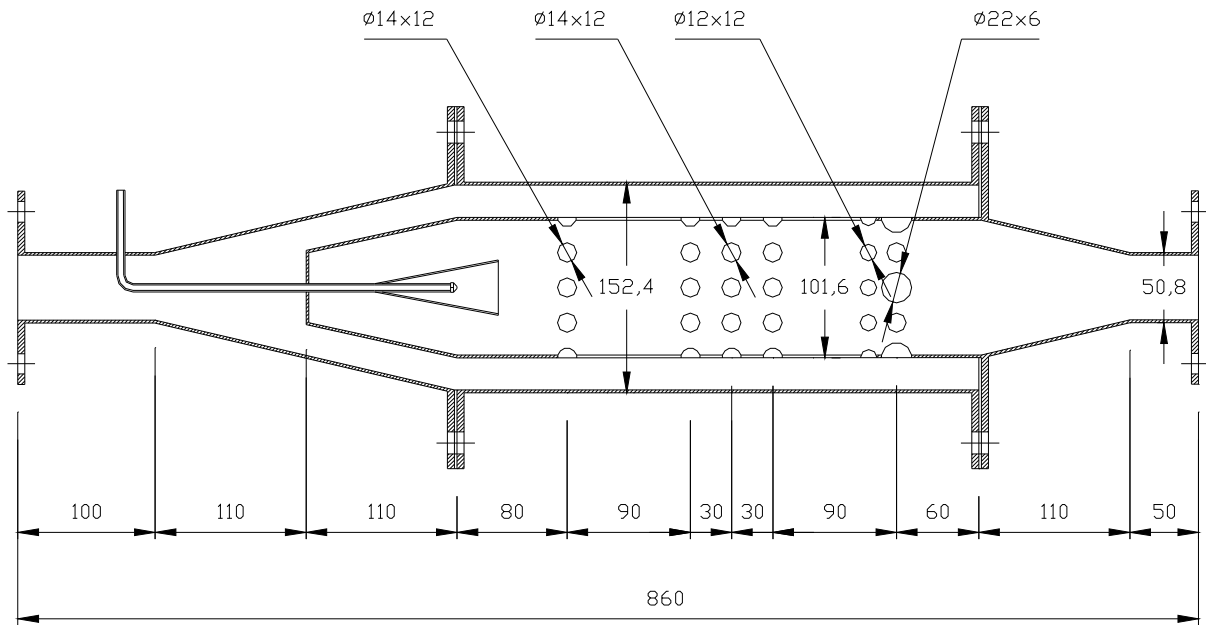


FIGURA 5.6 - Dimensões da Câmara de Combustão Tubular (em mm)

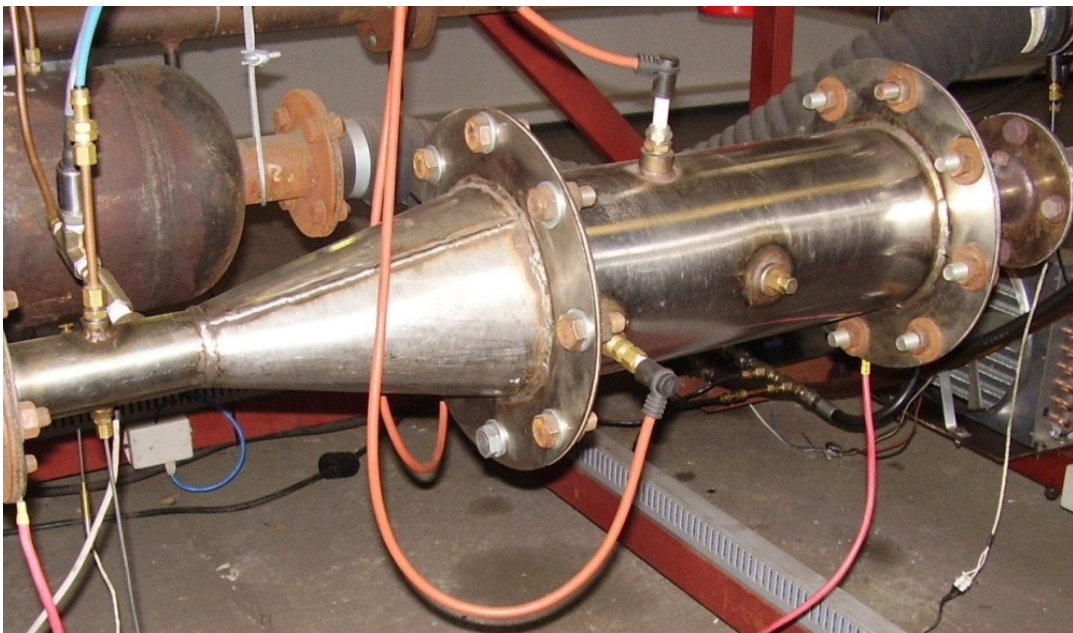


FIGURA 5.7 - Câmara de Combustão Tubular

O bico injetor de combustível utilizado no queimador, mostrado na FIGURA 5.8, consiste de um bocal cônico com ângulo de convergência de 45° , concêntrico à tubulação de combustível, e diâmetro de 2,5 mm. A partir da vazão mássica e das propriedades de injeção de combustível é possível obter o coeficiente de descarga combinado do injetor. O método utilizado será descrito em detalhes no item 8.6.3.

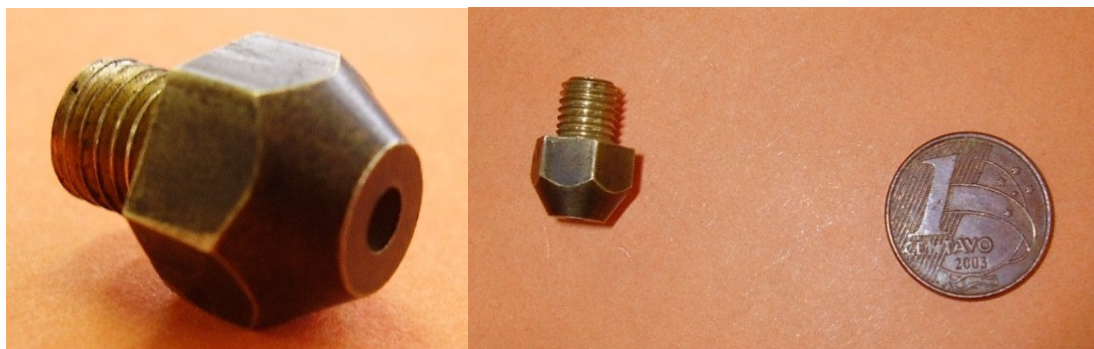


FIGURA 5.8 - Bico Injetor de Combustível

5.4. Unidade Hidráulica

Para a lubrificação dos mancais hidrodinâmicos do turbocompressor é utilizada uma pequena unidade hidráulica Vickers, mostrada na FIGURA 5.9. A unidade é composta de uma bomba de engrenagens acionada por um motor elétrico e um tanque de óleo. As especificações técnicas da unidade são apresentadas na TABELA 5.2. O circuito de lubrificação consiste de duas linhas de circulação de óleo: uma linha de alta pressão delimitada pela saída da bomba até a saída dos mancais do turbocompressor e uma linha de baixa pressão, delimitada pela saída de óleo da central do turbocompressor até a entrada do tanque de óleo.

TABELA 5.2 - Especificações Técnicas da Unidade Hidráulica

parâmetro	valor
potência elétrica do motor	1,5 kW
tipo de motor elétrico	trifásico 220V
pressão de operação da bomba	0 a 180 bar (0 a 18 MPa)
pressão máxima da bomba	250 bar (25MPa)
capacidade do tanque	5 litros
vazão nominal da bomba	2,5 L/min

O óleo utilizado no sistema de lubrificação é o Mobil ISO VG-68, específico para aplicações à altas temperaturas. Para refrigerar o óleo lubrificante foi adaptado um radiador de óleo, mostrado em segundo plano na FIGURA 5.9. O radiador está instalado na linha de alta pressão devido ao fato de o retorno de óleo para o tanque ser realizado por gravidade.

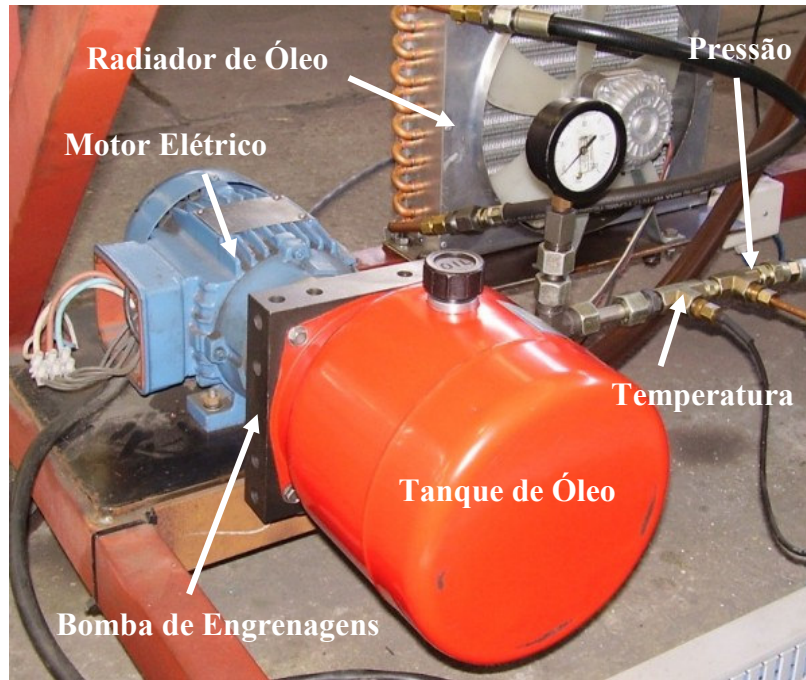


FIGURA 5.9 - Unidade Hidráulica de Lubrificação do Turbocompressor

5.5. Soprador de Ar

Para o acionamento inicial da câmara de combustão e do turbocompressor é utilizado o compressor radial Ventbrás CV-751, mostrado na FIGURA 5.10. As especificações técnicas do compressor são apresentadas na TABELA 5.3.



FIGURA 5.10 - Compressor Radial CV-751

TABELA 5.3 - Especificações Técnicas do Compressor Radial

parâmetro	valor
potência elétrica do motor	7,5 kW
tipo de motor elétrico	trifásico 220V
pressão nominal do compressor	2870 mmca (28,7 kPa)
vazão nominal do compressor	7,4 Nm ³ /min

5.6. Medidores de Vazão Mássica

Para modular a vazões mássicas de ar que atravessam o compressor e turbina, respectivamente, são utilizadas placas de orifício do tipo *corner taps*. Neste tipo de placa as pressões são tomadas em câmaras piezométricas a montante e jusante da restrição.

5.6.1. Placas de Orifício

As placas de orifício utilizadas no compressor e na turbina são semelhantes e suas dimensões são apresentadas na FIGURA 5.11. A TABELA 5.4 apresenta os valores de referência para as placas de orifício obtidas em Delmeé (1983).

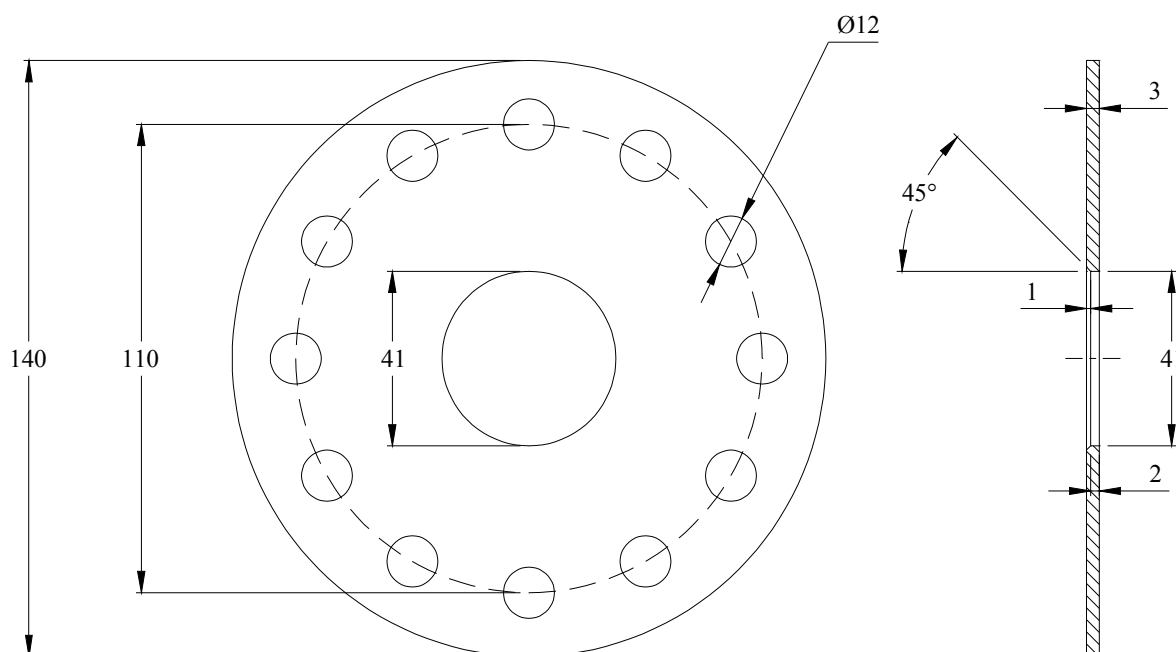


FIGURA 5.11 - Dimensões das Placas de Orifício (em mm)

TABELA 5.4 - Parâmetros das Placas de Orifício

parâmetro	valor tabelado	valor de projeto
diâmetro da tubulação	-	52,5 mm
diâmetro da restrição	-	41,0 mm
razão de diâmetros, β	0,22 a 0,8	0,7809
razão de diâmetros, β^2	-	0,60989
número de Reynolds	2×10^5 a 10^7	5×10^5
coeficiente de descarga combinado, $C_d \cdot E \cdot \beta^2$	0,45809	-
coeficiente de descarga combinado, $C_d \cdot E$	0,75110	-

5.6.2. Tubo Venturi de Combustível

Para a medição da vazão mássica de combustível foi construído um pequeno tubo venturi. Os valores tabelados de referência para o dimensionamento de um tubo venturi, apresentados em Delmeé (1983), estão acima do necessário para o venturi empregado. Sendo assim, o venturi foi construído com base nos diâmetros definidos para a tubulação de combustível do banco de ensaios. Uma calibração específica para este elemento, realizada para determinar o seu coeficiente de descarga combinado, esta descrita em detalhes no item 7.2. O tubo venturi pode ser visto na FIGURA 5.12 e suas dimensões são apresentadas na FIGURA 5.13

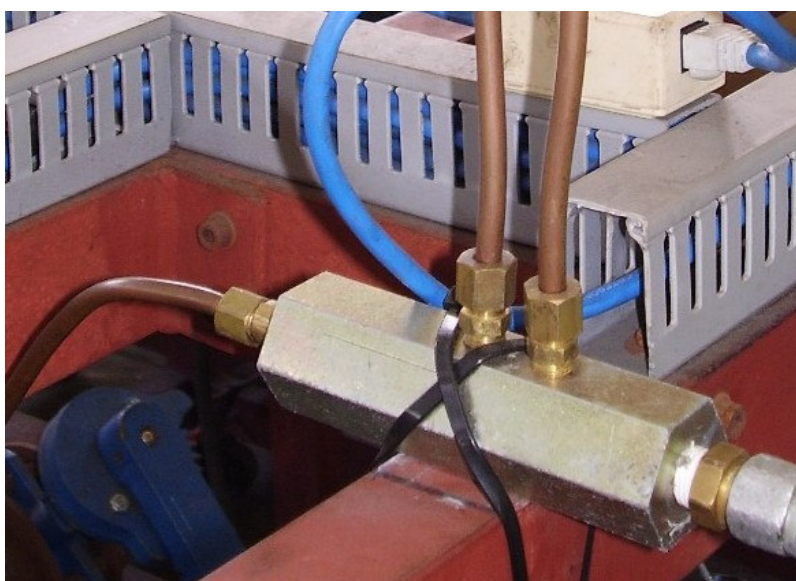


FIGURA 5.12 - Tubo Venturi de Combustível

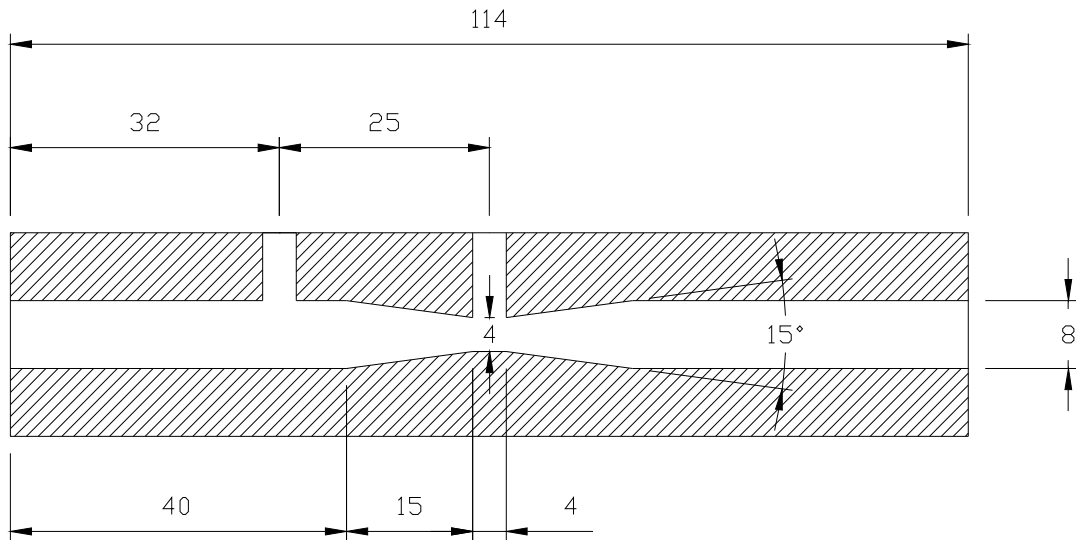


FIGURA 5.13 - Dimensões do Tubo Venturi (em mm)

5.7. Válvulas de Controle

Para controlar o fluxo mássico de ar no banco de ensaios utilizam-se três válvulas de controle, cujas posições são apresentadas na FIGURA 5.1. A válvula VC1, mostrada na FIGURA 5.14 é do tipo gaveta e atua como uma válvula de bypass. A válvula VC2, também mostrada na FIGURA 5.14, é do tipo borboleta e é utilizada para simular carga dinâmica no compressor.

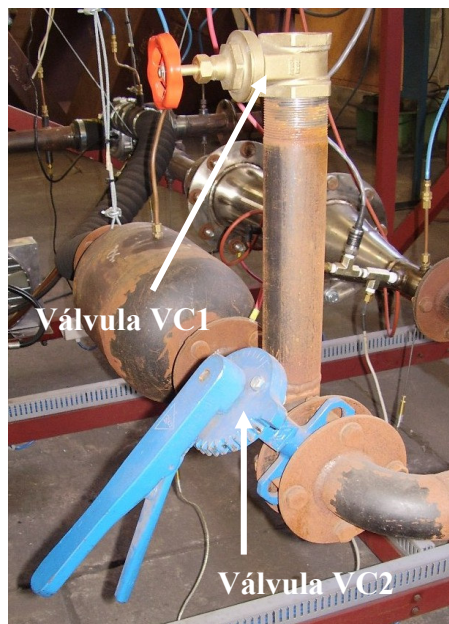


FIGURA 5.14 - Válvulas de Controle de Ar

As diversas combinações de posições para as VC1 e VC2 permitem que o turbocompressor opere em regiões fora da auto-sustentação e que sejam alteradas as condições de auto-sustentação do conjunto. A válvula VS é uma do tipo esfera, de passagem plena. Esta válvula serve como controle do fluxo de ar proveniente do compressor radial e para bloquear o escoamento quando o sistema operar na condição de auto-sustentação.

5.8. Reservatórios de Ar

Os reservatórios ou plenos de ar, colocados após o compressor e a turbina, têm como função atuar como tanques de equalização de pressão a fim de amortecer as oscilações de pressão geradas pelos mesmos. Os dois reservatórios de ar são semelhantes e possuem volume aproximado de 22 litros. Este valor foi definido para permitir que os reservatórios atenuem frequências da ordem de 2.000 Hz

5.9. Sistema de Ignição e Controle de Combustão

Para iniciar o processo de combustão na câmara utiliza-se um par de velas de ignição, posicionadas opostamente dentro do tubo de chama, em frente ao bico injetor de combustível. As velas de ignição consistem de um eletrodo metálico isolado eletricamente da câmara de combustão através de um revestimento cerâmico de alta resistência. Estas são alimentadas por um transformador Cofí TRS1020/1, com capacidade de gerar 14.000 V de tensão entre os eletrodos. O transformador é mostrado na FIGURA 5.15 e o posicionamento das velas de ignição na FIGURA 5.16.

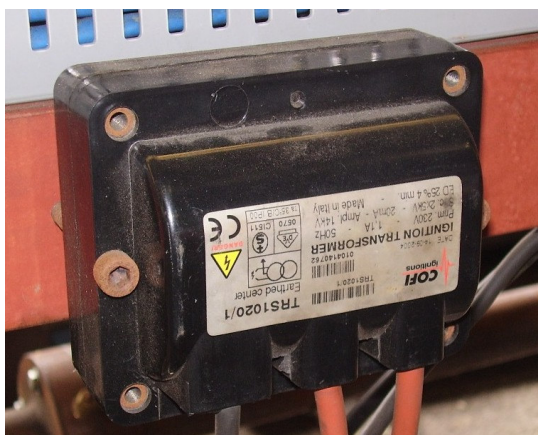


FIGURA 5.15 - Transformador de Ignição

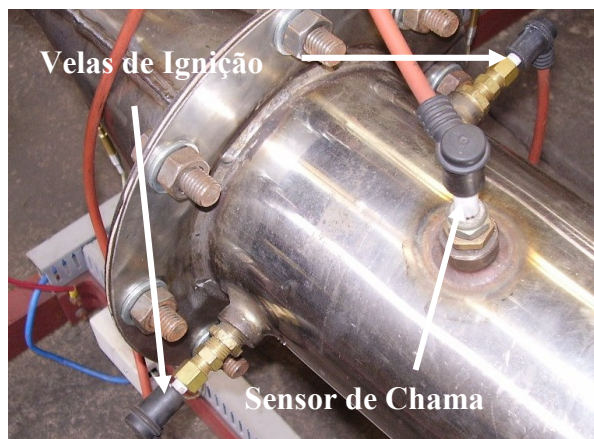


FIGURA 5.16 - Velas de Ignição

Foi incorporado ao banco de ensaios um sistema inteligente de controle de chama para a câmara de combustão. O sistema consiste de uma central eletrônica Ecogás PCE-Ipt, mostrada na FIGURA 5.17, a qual monitora a presença de chama no interior da câmara através de um sensor de ionização (ou sensor de chama), posicionado no interior do tubo de chama, e controla as velas de ignição. O sensor de chama é mostrado na FIGURA 5.16.



FIGURA 5.17 - Central de Controle de Combustão

Ao iniciar o ciclo de acendimento da câmara o sistema gera a ignição nas velas durante um ciclo de quinze segundos. Ao final do ciclo caso a central não detecte a chama no interior da câmara, uma sirene de advertência é acionada. A sirene também é acionada a qualquer momento se a chama apagar. A unidade permite ainda que seja controlada uma válvula solenóide de combustível, para permitir ou bloquear o fluxo de combustível. Esta última função da central não foi utilizada no banco de ensaios.

5.10. Sistema de Combustível

O combustível utilizado na câmara de combustão é o gás liquefeito de petróleo, GLP. O suprimento de combustível é um botijão de gás do tipo P45 (carga nominal de 45 kg de gás). Na saída do botijão está instalado um regulador de pressão Record RP-21 que atua como controlador do fluxo de combustível. Seguindo o regulador de pressão há uma válvula esfera cuja finalidade é bloquear instantaneamente o fluxo de gás no caso de necessidade de uma parada rápida do sistema. Uma válvula de segurança, também chamada de válvula ante-retorno de chama, está instalada a montante do tubo venturi de combustível. Na entrada da câmara de combustão estão posicionados os sensores de pressão de injeção e temperatura do combustível, os quais podem ser vistos na FIGURA 5.18.

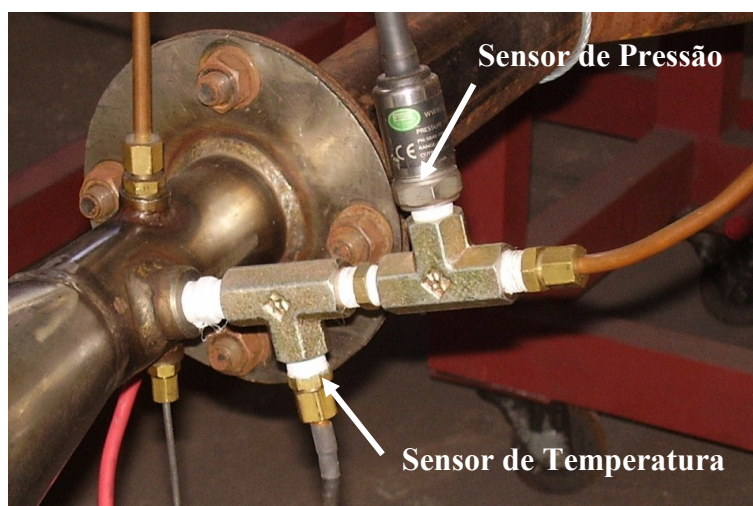


FIGURA 5.18 - Sensores de Pressão de Injeção e Temperatura do Combustível

5.11. Comandos Elétricos

A alimentação elétrica do banco de ensaios é realizada em tensão de 220 V. Todos os equipamentos do banco de ensaios foram aterrados em uma única malha, totalmente isolados de outros equipamentos elétricos. Para o funcionamento do banco de ensaios é utilizado um conjunto de três botões de controle, mostrados na FIGURA 6.8, os quais acionam o sistema de ignição, a bomba de óleo e o soprador de ar. A lógica de ligação elétrica dos contadores dos motores elétricos não permite que seja acionada a ignição nem o soprador de ar caso a bomba de óleo não esteja ligada, a fim de garantir que o turbocompressor não opere sem lubrificação.

6. INSTRUMENTAÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS

Todos os sensores empregados na instrumentação do banco de ensaios são de última geração. Utilizaram-se dois tipos de condicionadores de sinal são os sensores: integrados ao próprio sensor, como no caso dos sensores de pressão e de temperatura, ou posicionado externamente o mais próximo possível, como no caso dos termopares.

Empregou-se um cabeamento estruturado para levar o sinal dos sensores até o sistema de aquisição. A alimentação elétrica dos sensores também é realizada pelo mesmo cabeamento. Padronizaram-se as ligações dos conectores para permitir a troca dos cabos entre todos os sensores. O uso do cabeamento estruturado permite transferência de sinais a taxas de até 1 GHz.

6.1. Sistema de Medição

6.1.1. Medições de Temperatura

Para as medições de temperatura na parte fria do banco de ensaios, delimitada do filtro de ar até a entrada da câmara de combustão, são utilizados sensores de temperatura do tipo termistor linear LM-35 da National Semiconductors, mostrados na FIGURA 6.1. Na parte quente do banco de ensaios são utilizados termopares do tipo K, mostrados na FIGURA 6.2.

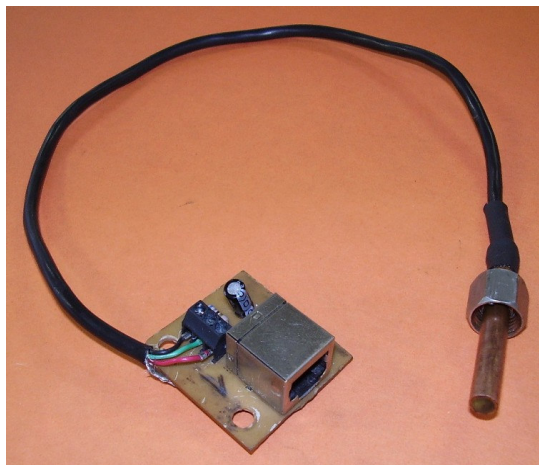


FIGURA 6.1 - Sensor de Temperatura LM-35

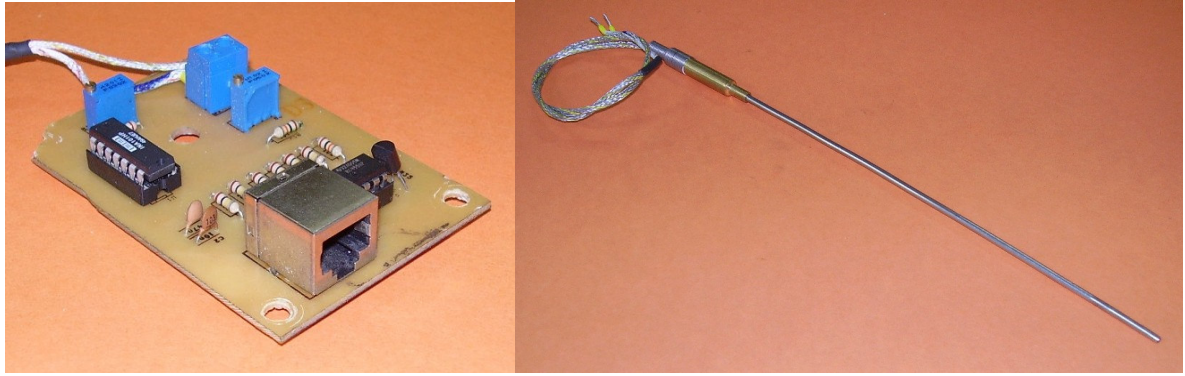


FIGURA 6.2 - Termopar tipo K

6.1.2. Medições de Pressão

Para as medições de pressão são utilizados sensores piezo-resistivos da série MPX-5xxx, da Freescale Semiconductor, mostrado na FIGURA 6.3.

A construção dos sensores MPX utiliza tecnologia MEMS (*microeletromechanical systems*) que permite um condicionamento de sinal integrado ao próprio sensor, além de circuitos de compensação de temperatura no sensor. Estes sensores são empregados para medições de pressões absolutas e diferenciais relativas à atmosférica.

A pressão de injeção de combustível é obtida através do sensor SV48-100V da Full Gauge Instruments, o qual aparece na FIGURA 5.18.

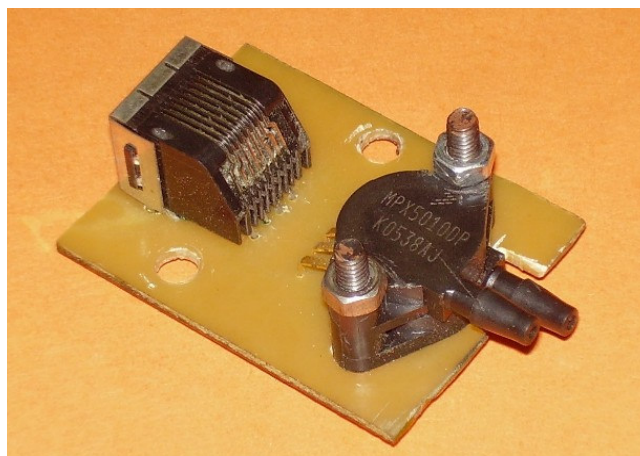


FIGURA 6.3 - Sensor de Pressão MPX

6.1.3. Medição da Rotação do Turbocompressor

A rotação do conjunto turbocompressor é medida utilizando um tacômetro ótico posicionado na entrada do compressor. O sensor ótico possui um *led* infravermelho que direciona um feixe para as faces da porca sextavada do rotor do compressor. Um foto transistor recebe o sinal quando este é refletido e envia-o para a placa condicionadora de sinal. Como somente uma das faces da porca é uma superfície refletora, a qual esta pintada na cor branca, cada rotação do turbocompressor corresponde a um pulso de reflexão. O circuito de condicionamento ajusta o sinal do sensor para um nível TTL e através de uma bomba de carga converte o sinal digital em sinal analógico de rotação. O posicionamento do sensor de rotação na entrada do compressor é mostrado na FIGURA 6.4.

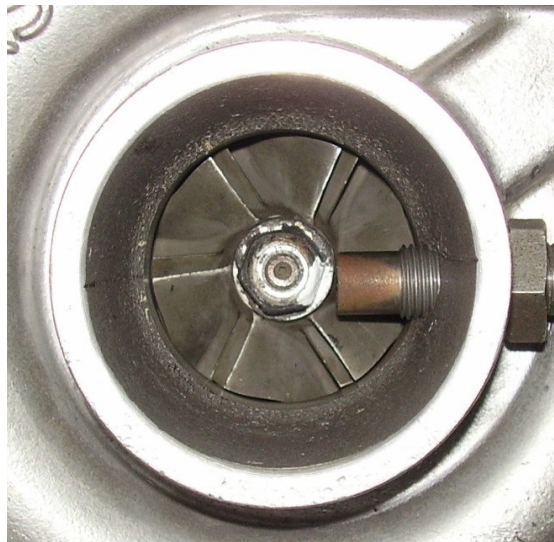


FIGURA 6.4 - Posicionamento do Sensor de Rotação

6.1.4. Medição da Vazão Mássica de Ar e Combustível

As vazões mássicas de ar que atravessam o compressor e a turbina são moduladas através da queda de pressão do escoamento nas duas placas de orifício, através de sensores de pressão diferenciais MPX, de acordo com a Eq. (3.46).

A vazão mássica de combustível é modulada utilizando a mesma equação, com o valor da queda de pressão obtida em um tubo venturi através de um sensor de pressão diferencial as série MPX.

6.1.5. Condições Ambientais

A temperatura e a umidade relativa ambiente são obtidas a partir de um termohigrômetro Minipa MT-241 instalado no banco de ensaios. A pressão atmosférica ambiente é obtida a partir de um sensor de pressão absoluta da série MPX.

6.2. Pontos de Medição no Banco de Ensaios

A disposição dos pontos de medição no banco de ensaios, mostrados na FIGURA 6.5, foram definidos com base nos requisitos experimentais apresentados anteriormente. A descrição dos pontos, com base na numeração da figura abaixo, é mostrada na TABELA 6.1. A TABELA 6.2 apresenta as faixas de medição dos sensores eletrônicos. A TABELA 6.3 apresenta a faixa de medição e as incertezas dos instrumentos de leitura visual.

A numeração dos pontos de medição foi definida com base na simplificação dos pontos na medida em que a configuração do banco de ensaios é modificada para os diferentes tipos de ensaios do turbocompressor.

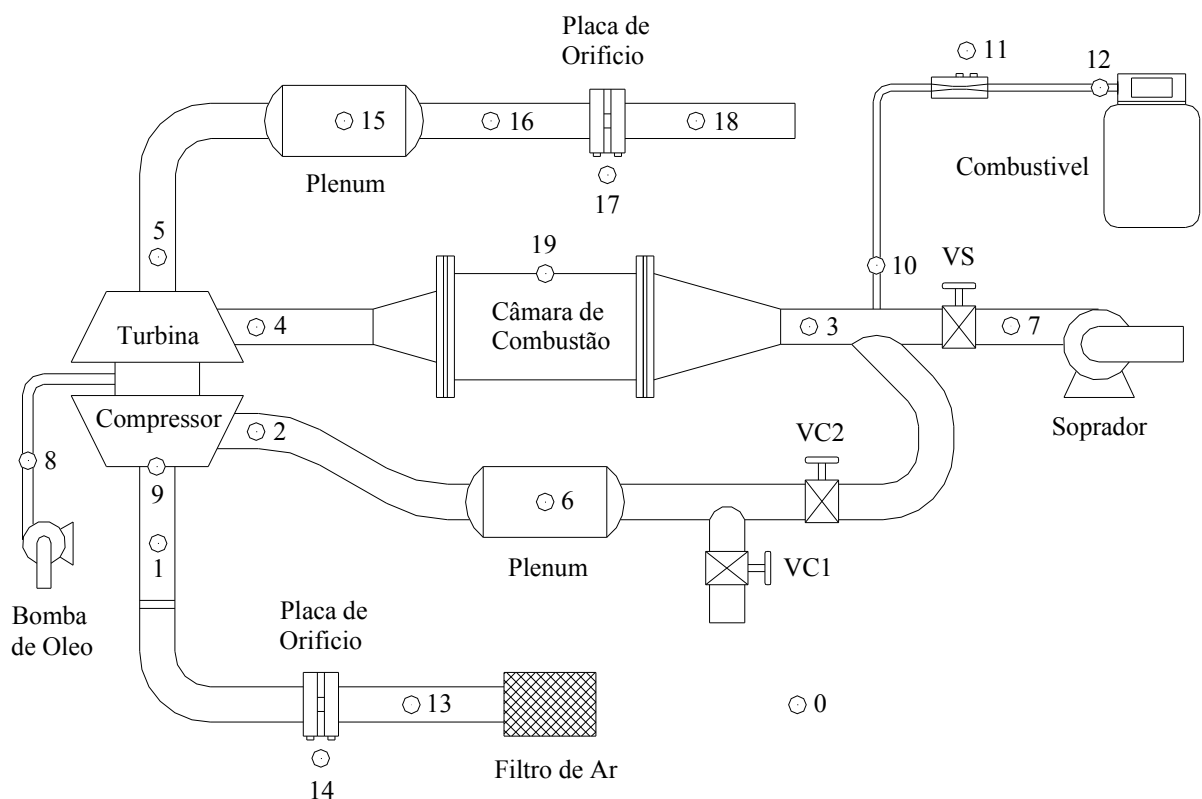


FIGURA 6.5 - Pontos de Medição no Banco de Ensaios

TABELA 6.1 - Descrição dos Pontos de Medição

ponto	sigla	descrição da grandeza de medição	sensor
0	PATM	pressão ambiente	MPX-5100AP
	TATM	temperatura ambiente	termohigrômetro
	UR	umidade relativa ambiente	
1	PEC	pressão na entrada do compressor	MPX-5100DP
	TEC	temperatura na entrada do compressor	LM-35
2	PSC	pressão na saída do compressor	MPX-5700DP
	TSC	temperatura na saída do compressor	termopar K
3	PEB	pressão na entrada da câmara	MPX-5500DP
	TEB	temperatura na entrada da câmara	termopar K
4	PET	pressão na entrada da turbina	MPX-5500DP
	TET	temperatura na entrada da turbina	termopar K
5	PST	pressão na saída da turbina	MPX-5500DP
	TST	temperatura na saída da turbina	termopar K
6	PPC	pressão no plenum do compressor	MPX-5700DP
	TPC	temperatura no plenum do compressor	termopar K
7	PS	pressão no soprador de ar	MPX-5100DP
8	POIL	pressão do óleo lubrificante	MPX-5700 AP
	TOIL	temperatura do óleo lubrificante	LM-35
9	ROT	rotação do turbocompressor	tacômetro ótico
10	PF	pressão de injeção de combustível	SB48-100V
	TF	temperatura do combustível	LM-35
11	dPVF	depressão no venturi do combustível	MPX-5100DP
12	PREG	pressão no regulador de pressão	manômetro
13	PADM	pressão de admissão de ar	MPX-5010DP
	TADM	temperatura de admissão de ar	LM-35
14	dPOC	depressão na placa de orifício do compressor	MPX-5010DP
15	PPT	pressão no plenum da turbina	MPX-5500DP
	TPT	temperatura no plenum da turbina	termopar K
16	PSPT	pressão na saída do plenum da turbina	MPX-5500DP
	TSPT	temperatura na saída do plenum da turbina	termopar K

TABELA 6.1 - Descrição dos Pontos de Medição (continuação)

ponto	sigla	descrição da grandeza de medição	sensor
17	dPOT	depressão na placa de orifício da turbina	MPX-5010DP
18	TEXS	temperatura de exaustão	termopar K
19	TTC	temperatura no tubo de chama da câmara	termopar K

TABELA 6.2 - Faixa de Medição dos Sensores Eletrônicos

sensor	tipo de medição	faixa de medição
MPX-5010DP	pressão relativa	0 a 10 kPa
MPX-5100DP	pressão relativa	0 a 100 kPa
MPX-5500DP	pressão relativa	0 a 500 kPa
MPX-5700DP	pressão relativa	0 a 700 kPa
termopar K	temperatura	0 a 1.200 °C
LM-35	temperatura	15 a 150 °C
SB48-100V	pressão relativa	0 a 650 kPa
tacômetro	rotação	0 a 180.000 rpm

As incertezas relativas de medição dos sensores eletrônicos, obtidas através dos respectivos processos de calibração, são apresentadas no item 7.1.

TABELA 6.3 - Faixa de Medição e Incerteza dos Instrumentos Visuais

medição	tipo de medição	faixa de medição	incerteza
regulador de pressão	pressão relativa	0 a 400 kPa	1,25 kPa
temperatura ambiente		-50 a 70°C	3°C
umidade relativa ambiente		15 a 98 %UR	6 %UR

6.3. Sistema de Aquisição de Dados

O sistema de aquisição de dados consiste de diversos condicionadores de sinal, um para cada sensor, os quais estão conectados a dois *patch panels* através do cabeamento estruturado.

Os *patch panels* possuem 24 conectores do tipo RJ-45 e em cada um deles estão ligados dois módulos aquisitores de dados. Cada módulo controla 12 canais do *patch panel* (representados pelos conectores), onde os canais de 0 a 7 servem para entrada de sinal analógico e os canais de 10 a 11 servem para saída de sinal analógico. Os quatro módulos de aquisição estão ligados um computador central de controle via interface USB. O ambiente de aquisição de dados foi desenvolvido a partir de um software comercial. A configuração da instrumentação do banco de ensaios é mostrada na FIGURA 6.6.

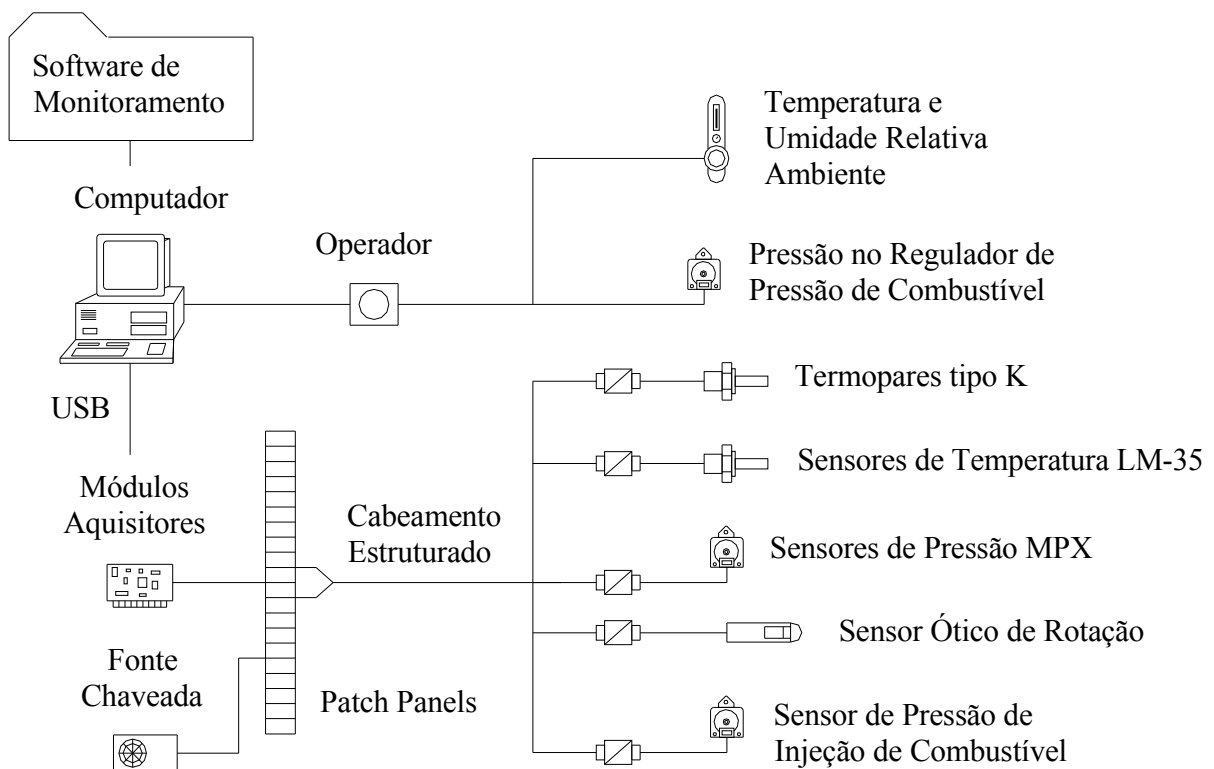


FIGURA 6.6 - Esquema da Instrumentação do Banco de Ensaios

Os sensores empregados no banco de ensaios são todos analógicos. A TABELA 6.4 apresenta a disposição dos sensores em cada série de canais nos quatro módulos aquisitores. As especificações técnicas dos módulos aquisitores, do computador central e do programa de aquisição de dados são mostradas nos subitens a seguir.

TABELA 6.4 - Configuração dos Canais de Aquisição

canal analógico	modulo de aquisição			
	1	2	3	4
0	TADM	TPT	ROT	PPT
1	TEC	TSPT	PADM	PSPT
2	TSC	TEXS	PEC	PORC
3	TPC	TF	PSC	PORT
4	TEB	TOIL	PPC	PF
5	TTC	PATM	PEB	POIL
6	TET	não usado	PET	PS
7	TSC	não usado	PST	dPVF

6.3.1. Módulos Aquisitores de Dados

Os módulos aquisitores de dados utilizados no banco de ensaios são os da National Instruments NI-DAQmx 6009 e 6008, mostrados na FIGURA 6.7. Estes módulos de última geração utilizam barramento padrão USB. As especificações dos módulos aquisitores são apresentadas na TABELA 6.5. Os módulos números 1 e 3 são do modelo 6009 e os 2 e 4 do modelo 6008.

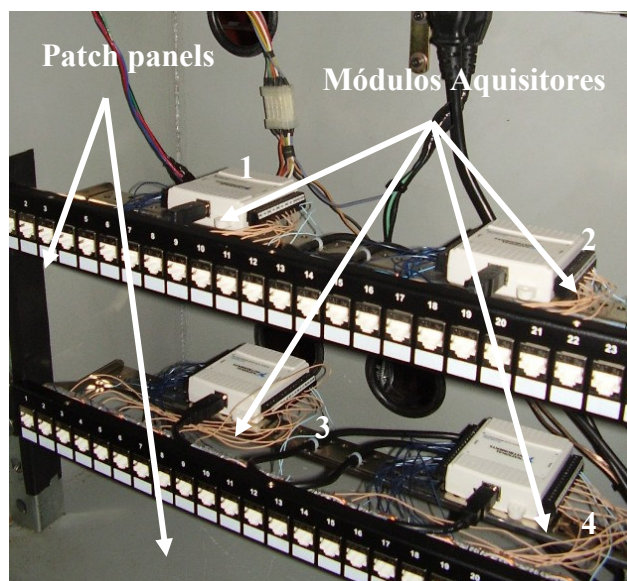


FIGURA 6.7 - Sistema de Aquisição de Dados

TABELA 6.5 - Especificações dos Módulos Aquisitores de Dados

parâmetro	Módulo NIDAq-mx	
	6008	6009
tipo de sinais	8 AD (analog input) 2 DI (digital input) 2 DA (digital analog)	8 AD (analog input) 2 DI (digital input) 2 DA (digital analog)
taxa de amostragem	10.000 amostras/s	48.000 amostras/s
resolução	12 bits	14 bits
incerteza	0,0049 V	0,0012 V
faixa de conversão	± 10 V	± 10 V

6.3.2. Computador Central de Controle

O computador de controle é um equipamento Intel Celeron 2.16 Hz, com de 1GB de memória RAM, HD de 80 GB e sistema operacional Windows[®] XP. O computador, mostrado na FIGURA 6.8, e todo o sistema de aquisição de dados estão ligados a um equipamento *no-break*, com 1.700 W de potência, para garantir funcionamento e preservar dados de ensaio em caso de interrupção elétrica.



FIGURA 6.8 - Computador Central de Controle

6.3.3. Programa de Aquisição de Dados

O programa de aquisição foi desenvolvido usando a plataforma de desenvolvimento Borland Delphi 2006, utilizando linguagem orientada a objetos, cujo layout aparece na FIGURA 6.9.

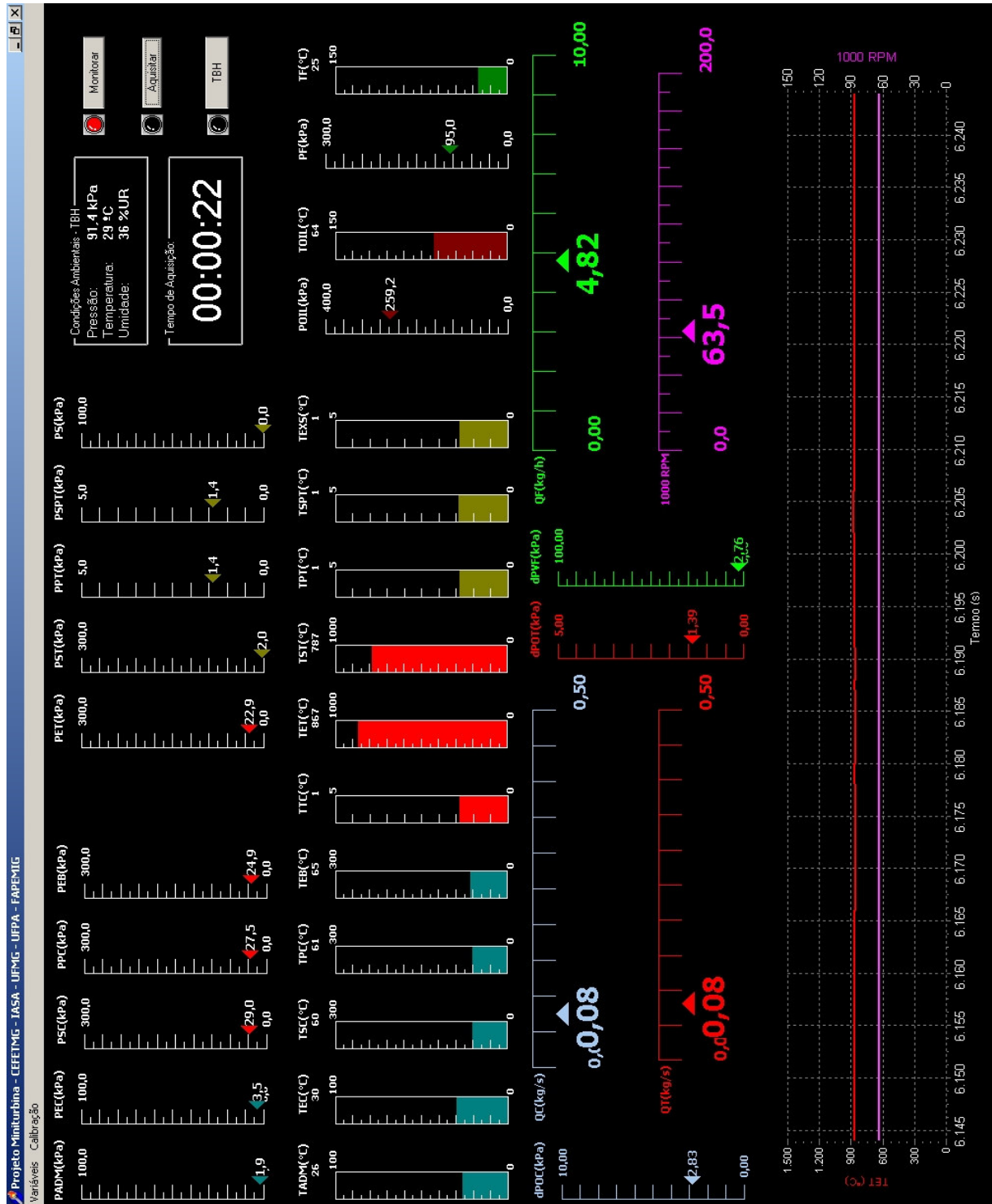


FIGURA 6.9 - Imagem do Programa de Aquisição de Dados

A interface desenvolvida para leitura dos módulos aquisitores permite que seja utilizada uma taxa de aquisição diferente em cada canal analógico. No entanto, utilizou-se a mesma taxa em cada canal, correspondente a 5 Hz (cinco amostras por segundo). Como no banco de ensaios são utilizados um total de 29 sensores analógicos, totaliza-se uma taxa de aquisição para o sistema de 145 pontos por segundo.

Para permitir maior flexibilidade no software de monitoramento e controle, o ambiente de aquisição de dados foi baseado em um software diferente do oferecido pela National Instruments, o que implicou no desenvolvimento de uma unidade de interfaceamento para a chamada de funções dos drivers dos aquisitores (Batista, 2003 e Pereira, 2006).

A interface gráfica do programa, na forma de barra de instrumentos, foi elaborada para facilitar a leitura dos sensores. Adotou-se como um padrão o agrupamento das barras de pressão e temperatura por sensor. Os sensores são identificados na tela usando a notação apresentada na TABELA 6.1.

7. METODOLOGIA

7.1. Calibração dos Sensores Eletrônicos

Como o comportamento de medição dos sensores é linear na sua faixa de medição (relação entre a medida e a tensão gerada pelo sensor), realiza-se a calibração dos sensores para obtenção dos coeficientes da equação de ajuste linear feita com base nos pontos de calibração. O coeficiente do termo de primeiro grau corresponde ao “ganho” do sensor (acréscimo do valor da grandeza medida por unidade de tensão) e o coeficiente do termo de ordem zero equivale ao “*offset*” do sensor (leitura do sensor quanto este nas condições ambientes) (Pereira, 2005). O ganho de cada sensor é um parâmetro constante dentro da respectiva faixa de medição, entretanto, o *offset* dos sensores sofre variações em função das condições ambientes, sendo necessário ajustar o valor zero de cada sensor diariamente (Pereira, 2005). Para a calibração de todos os sensores de medição do banco de ensaios foram empregados instrumentos padrões, cujas descrições e especificações são apresentadas na TABELA 7.1.

TABELA 7.1 - Especificações dos Instrumentos Utilizados como Padrões de Calibração

n° do padrão	padrão de medição	faixa de medição	resolução	incerteza
1	termômetro de mercúrio	0 a 120 °C	0,5 °C	0,25 °C
2	termopar K ligado no multímetro digital	-20 a 1370 °C	1 °C	3°C, T<150 °C 5%, T>150°C
3	manômetro de ar analógico	0 a 400 kPa	5 kPa	2,5 kPa
4	tubo em U com água	0 a 1.270 mmca (0 a 127 kPa)	1 mmca (0,01 kPa)	1 mmca (0,005 kPa)
5	tubo em U com mercúrio	0 a 570 mmHG (0 a 76 kPa)	1 mmHG (0,134 kPa)	1 mmHG (0,077 kPa)
6	osciloscópio digital	0 a 1 MHz (0 a 60.000.000 rpm)	1 Hz (60 rpm)	0,5 Hz (30 rpm)

As incertezas relativas de medição de cada sensor, obtidas com base nos padrões de calibrações, são mostradas na TABELA 7.2. As curvas de calibração de todos os sensores são apresentadas no Apêndice A.

TABELA 7.2 - Incertezas dos Sensores Eletrônicos com Base na Calibração

sistema de medição	grandeza medida	faixa de medição	nº do padrão de calibração	incerteza relativa
MPX-5010DP	pressão relativa	0 a 10 kPa	4	1,10%
MPX-5100DP	pressão relativa	0 a 100 kPa	5	0,94%
MPX-5500DP	pressão relativa	0 a 500 kPa	3	1,80%
MPX-5700DP	pressão relativa	0 a 700 kPa	3	1,77%
termopar K	temperatura	0 a 1.200 °C	2	4,50%
LM-35	temperatura	15 a 150 °C	1	0,84%
SB48-100V	pressão relativa	0 a 650 kPa	3	1,96%
tacômetro	rotação	0 a 180.000 rpm	6	0,70%

7.2. Calibração do Tubo Venturi de Combustível

Para a calibração do tubo venturi de combustível utilizou-se o medidor térmico de vazão mássica Aalborg GFM37, cujas especificações são apresentadas na TABELA 7.3 e a sua curva de calibração no Apêndice A. Utilizou-se uma montagem onde o medidor térmico foi instalado após o tubo venturi, conforme apresentado na FIGURA 7.1.

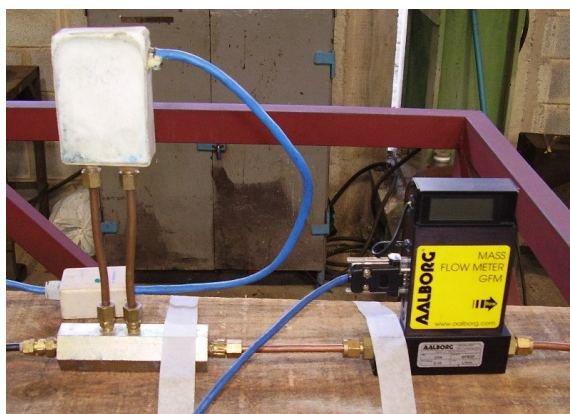


FIGURA 7.1 - Montagem Experimental para Calibração do Venturi

O fluido de trabalho utilizado foi o ar. Os parâmetros necessários para obtenção dos pontos de calibração são: vazão no medidor térmico, depressão gerada no venturi, a pressão absoluta do escoamento e a temperatura do escoamento.

TABELA 7.3 - Especificações do Medidor Térmico de Vazão Mássica GFM37

parâmetro	valor	incerteza relativa
faixa de medição (NL/min)	0 a 20 NL/min	0,5%
pressão máxima de operação	1,4 MPa	-
temperatura máxima de operação	80 °C	-

Devido a pequena faixa de medição do medidor térmico foram obtidos apenas dois pontos de calibração para o tubo venturi, os quais são apresentados na TABELA 7.4. A incerteza combinada do valor do coeficiente de descarga, calculada de acordo com o método descrito no Apêndice B, é apresentada na TABELA B.8, no Apêndice B. Adotou-se assim para o coeficiente de descarga combinado do tubo venturi de combustível o valor de $0,794 \pm 0,025$. Para utilização do tubo venturi em faixas de vazões além das obtidas na calibração é adotada a condição de linearidade do coeficiente combinado em função do número de Reynolds.

TABELA 7.4 - Pontos de Calibração do Venturi

vazão medidor GFM37		depressão venturi (Pa)	Cd . E	Reynolds
(NL/min)	(kg/s)			
11,065	0,000194	219,7	0,79850	4.238
19,372	0,000340	237,4	0,79030	7.419

7.3. Obtenção das Incertezas Combinadas das Grandezas não Aquisitadas

Para cálculo das incertezas combinadas das grandezas não aquisitadas, emprega-se um método baseado na combinação das incertezas relativas dos parâmetros utilizados nas respectivas equações, o qual é apresentado no Apêndice B. Os resultados obtidos para os parâmetros do compressor, da turbina e da câmara de combustão são apresentados nas tabelas de incertezas no Apêndice B.

7.4. Procedimento de Aquisição de Dados

O procedimento de aquisição de dados para levantamento dos pontos de operação do turbocompressor e da câmara de combustão, em todos os tipos de ensaios, é realizado ponto a ponto na forma de ensaio em degrau. Neste método define-se uma determinada condição de operação para o sistema e realiza-se a aquisição dos dados deste ponto. Novas aquisições são realizadas em outros pontos de operação após as condições novamente se estabilizarem. Desta forma o tratamento dos dados experimentais, que será descrita em detalhes no item 7.7, é realizado para cada ponto de operação. O tempo de aquisição de dados nos ensaios foi definido como sendo de 20 segundos, assim para cada sensor é obtido um total de cem pontos na mesma condição de operação.

7.5. Mapeamento dos Pontos de Operação do Turbocompressor

A configuração adotada para o banco de ensaios permite que sejam realizados três tipos de ensaios no conjunto turbocompressor. O primeiro tipo de ensaio, descrito no item 7.5.2., é com o turbocompressor operando fora da auto-sustentação e com a descarga do compressor aberta para a atmosfera. Neste caso a rotação do conjunto é controlada pela carga dinâmica imposta ao compressor e pela vazão de combustível. A carga no compressor é controlada pela válvula de bypass VC1, com a válvula VC2 fechada. Como toda a vazão mássica que atravessa o compressor é direcionada para a atmosfera, a vazão na turbina e na câmara de combustão será diferente da do compressor.

O segundo tipo de ensaio é com o turbocompressor também operando fora da auto-sustentação, item 7.5.3., porém com o compressor bombeando ar para a turbina e para a câmara de combustão juntamente com o soprador de ar. Neste tipo de ensaio a válvula de bypass VC1 permanece totalmente fechada com VC2 aberta em uma determinada posição. A vazão mássica que atravessa o compressor será diferente da vazão na câmara e na turbina.

O terceiro tipo de ensaio é com o turbocompressor operando na auto-sustentação, item 7.5.4. Neste caso a rotação do turbocompressor é controlada pela vazão de combustível com VC1 totalmente fechada. Pelo princípio da conservação de massa, na auto-sustentação a vazão mássica que atravessa a turbina será a vazão mássica do compressor acrescida da vazão de combustível na câmara de combustão.

Os três tipos de ensaio do turbocompressor são sequenciais. Para se atingir a condição de operação de auto-sustentação é necessário que o sistema passe pelas condições descritas anteriormente. A seqüência de ensaio proposta para o turbocompressor nesta metodologia é que primeiramente o compressor seja ensaiado com carga dinâmica mínima (1º ensaio). Aumenta-se a carga no compressor até que a sua pressão de descarga iguale-se a do soprador de ar (2º ensaio). Quando a pressão de descarga do compressor superar a do soprador, desliga-se o soprador permitindo que o sistema opere na auto-sustentação (3º ensaio).

Existe ainda uma condição única de operação do turbocompressor no banco de ensaios, chamada de condição padrão, descrita no item 7.5.1. Esta condição define o comportamento inicial do turbocompressor e serve como referência para todos os ensaios.

7.5.1. Condição Padrão de Operação do Turbocompressor

Esta é a condição de operação do turbocompressor a partir da qual se iniciam todos os ensaios. Ela é definida pela maior vazão mássica que a turbina é capaz de receber do soprador de ar, com a válvula de bypass VC1 totalmente aberta e a válvula VC2 fechada, sem a presença da combustão. Nesta condição o turbocompressor opera na menor rotação e o compressor na maior vazão mássica que este é capaz de atingir na ausência de combustão. O procedimento padrão para o início de todos os ensaios consiste das seguintes etapas:

- Inicialmente é realizada uma aquisição com todos os sensores nas condições ambientes com a finalidade de ajustar os sensores. No caso dos sensores de pressão o ajuste é para a pressão nula e para os de temperatura, usa-se a temperatura ambiente.
- Liga-se a bomba de óleo, ajustando a pressão de lubrificação para um valor em torno dos 350 kPa (pressão absoluta). Verifica-se a circulação de óleo no sistema através da linha de retorno.
- Abre-se completamente a válvula VC1 do compressor e fecha-se a válvula VC2. Sendo assim, todo o fluxo de ar proveniente do soprador é direcionado para a turbina. Com a válvula de bypass totalmente aberta garante-se que o compressor opere inicialmente fora da região de *stall*.
- Liga-se o soprador de ar, monitorando a aceleração do turbocompressor.
- As pressões, temperaturas e a rotação atingidas após a estabilização é a condição padrão de operação do turbocompressor.

7.5.2. Mapeamento da Operação do Turbocompressor Fora da Auto-Sustentação, com a Descarga do Compressor Aberta para a Atmosfera

Neste tipo de ensaio o compressor opera com vazões mássicas inferiores aquela da condição normal. À medida que se aumenta a carga dinâmica no compressor, reduz-se a vazão mássica com conseqüente aumento da razão de compressão e temperatura. A razão de compressão e a rotação são limitadas pela capacidade de expansão gerada na turbina, bem como sua temperatura de trabalho.

A configuração utilizada para o banco de ensaios nos ensaios do turbocompressor operando fora da auto-sustentação é apresentada na FIGURA 7.2. Para permitir que a turbina opere com pressão de descarga atmosférica, a placa de orifício na saída desta foi retirada. A vazão mássica que atravessa a turbina foi modulada através da queda de pressão nela através do seu coeficiente de descarga. Para se determinar o coeficiente de descarga da turbina foi utilizado o valor de vazão mássica de ar, obtido na placa de orifício do compressor, e a vazão de combustível quando o turbocompressor opera em pontos de auto-sustentação. O procedimento de calibração da turbina será descrito em detalhes no item 7.6.

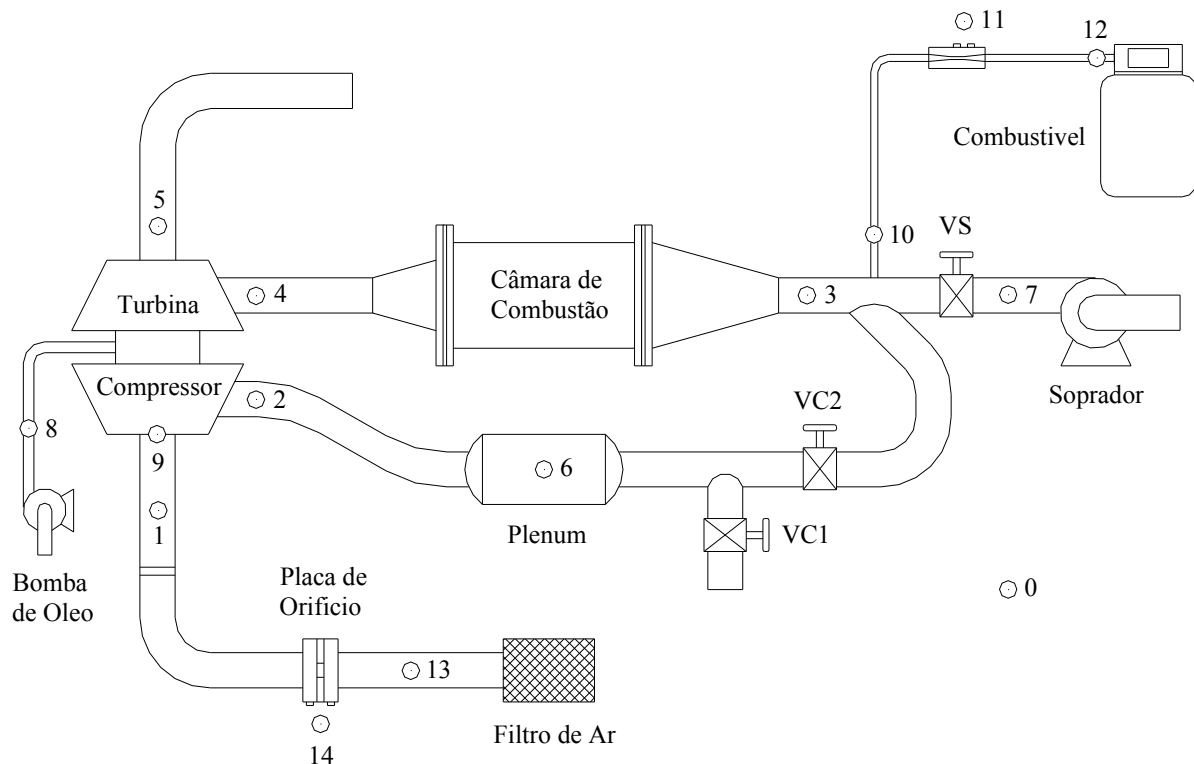


FIGURA 7.2 - Configuração do Banco para os Ensaio fora da Auto-Sustentação

O procedimento de ensaio do turbocompressor nestas condições consiste do seguinte:

- Atinge-se inicialmente a condição padrão de operação do turbocompressor,
- Inicia-se o processo de combustão através da abertura do reservatório de combustível e do ciclo de acendimento da câmara.
- Monitora-se o aumento da rotação e da temperatura do turbocompressor ajustando-se o regulador de pressão de combustível para um valor em torno dos 50 kPa.
- Após a estabilização de todos os parâmetros do turbocompressor e da câmara de combustão realiza-se uma aquisição de dados. Esta é a **primeira condição de operação do sistema na pressão de injeção adotada, com a descarga do compressor operando aberta para a atmosfera.**
- Aumenta-se a carga dinâmica no compressor, sem alterar a pressão de injeção de combustível, fechando-se a válvula VC1. O fechamento parcial de VC1, com VC2 completamente fechada, diminui a vazão mássica que atravessa o compressor, causando um aumento na rotação do turbocompressor com conseqüente aumento da razão de compressão. Com o aumento da rotação da turbina, esta passa a gerar uma restrição maior para o soprador de ar, aumentando a pressão a montante desta. Devido a potência do soprador de ar este consegue impor a turbina a mesma vazão mássica, causando um aumento da sua razão de expansão.
- Após a estabilização de todos os parâmetros do turbocompressor e da câmara de combustão realiza-se uma nova aquisição de dados. Esta é a **segunda condição de operação do sistema na pressão de injeção adotada, com a descarga do compressor operando aberta para a atmosfera.**
- Segue-se o fechamento parcial de VC1, com a aquisição da terceira, quarta e subseqüentes condições de operação do sistema na pressão de injeção adotada.
- Como o fechamento de VC1 reduz a vazão através do compressor, em uma determinada posição de VC1 será atingido o *stall* do compressor. Atingindo-se o *stall* abre-se completamente VC1 e aumenta-se a pressão de injeção de combustível.
- Após a estabilização do sistema realiza-se a aquisição de dados para este ponto de operação. Esta condição de operação será novamente a primeira condição do turbocompressor, entretanto, com uma pressão de injeção de combustível diferente daquela inicialmente adotada.
- Repete-se todo o procedimento anterior até que o *stall* do compressor seja atingido.

- O aumento da pressão de injeção de combustível aumenta o fluxo de combustível no queimador, que eleva a temperatura de operação da turbina. O procedimento de mapeamento do turbocompressor neste tipo de ensaio encerra-se quando a temperatura na turbina atingir a ordem dos 900°C, limitada pelos materiais da turbina.

7.5.3. Mapeamento da Operação do Turbocompressor Fora da Auto-Sustentação, com o Compressor Operando em Conjunto com o Soprador de Ar

Conforme descrito anteriormente, na medida em que se aumenta a carga dinâmica do compressor aumenta-se a sua razão de compressão. Quando a pressão de descarga do compressor iguala-se a do soprador de ar, o mesmo pode ser colocado a operar juntamente com o soprador a fim de aumentar a vazão mássica que atravessa a câmara de combustão e a turbina. Isto permite que novas condições de operação sejam mapeadas para o turbocompressor. A entrada do compressor no sistema e o procedimento de ensaio do turbocompressor nestas condições são descrito a seguir:

- Atinge-se inicialmente a condição padrão de operação do turbocompressor.
- Inicia-se o processo de combustão através da abertura do reservatório de combustível e do ciclo de acendimento da câmara.
- Monitora-se o aumento da rotação e da temperatura do turbocompressor ajustando-se o regulador de pressão para um valor de pressão relativa em torno dos 50 kPa.
- Após a estabilização de todos os parâmetros do turbocompressor e da câmara de combustão, inicia-se o fechamento de VC1, com VC2 totalmente fechada, a fim de aumentar a carga dinâmica no compressor e a razão de compressão.
- Na medida em que a pressão de descarga do compressor aumenta, abre-se VC2 simultaneamente ao fechamento de VC1. Com isso, transfere-se a carga dinâmica do compressor para a válvula VC2. Este procedimento é chamado de **primeira transição do turbocompressor**. A abertura completa de VC2 deve ocorrer antes do fechamento completo de VC1 para evitar o *stall* do compressor.
- Com a entrada do compressor no sistema, a vazão mássica que atravessa a turbina aumenta, aumentando a rotação do turbocompressor, reduzindo a temperatura.
- Após a estabilização de todos os parâmetros realiza-se uma aquisição de dados. Esta é a **primeira condição de operação do sistema na pressão de injeção adotada, com o compressor operando em conjunto com o soprador de ar**.

- A partir da posição de VC2 totalmente aberta, com VC1 completamente fechada, inicia-se o procedimento de fechamento de VC2. O fechamento de VC2 diminui a vazão mássica que atravessa o compressor, diminuindo a vazão mássica na turbina e na câmara, reduzindo a rotação do turbocompressor com conseqüente aumento da temperatura. Esta é a **segunda condição de operação do sistema na pressão de injeção adotada, com o compressor em conjunto ao soprador de ar.**
- As demais condições de operação do sistema neste tipo de ensaio são obtidas repetindo-se o procedimento descrito acima.
- Com o fechamento de VC2 duas condições podem ser atingidas: o *stall* do compressor ou o limite de temperatura na turbina. Nestes casos, abre-se completamente VC2 e aumenta-se a pressão de injeção de combustível.
- Esta condição de operação será novamente a primeira condição do sistema, entretanto, com uma pressão de injeção de combustível diferente na inicialmente adotada.
- Repete-se todo o procedimento experimental descrito anteriormente até que os limites descritos acima sejam atingidos.
- Assim como no primeiro tipo de ensaio, o aumento da pressão de injeção eleva a temperatura da turbina. O procedimento de mapeamento do turbocompressor neste tipo de ensaio também se encerra quando a temperatura na turbina atingir os 900°C sem que seja possível alterar a posição de VC2.

7.5.4. Mapeamento da Operação do Turbocompressor na Auto-Sustentação

A configuração utilizada para o banco de ensaios nos ensaios de auto-sustentação é apresentada na FIGURA 7.3. A placa de orifício e o filtro de ar são retirados para diminuir a perda de carga do escoamento na entrada do compressor. Assim como nos outros tipos de ensaios, a vazão mássica que atravessa o sistema é modulada pela depressão gerada pela turbina. Com o compressor operando em conjunto ao soprador de ar e VC2 totalmente aberta, na medida em que se aumenta a quantidade de combustível, aumenta-se a rotação do turbocompressor e a razão de compressão. A partir de um determinado ponto a pressão de descarga do compressor supera a do soprador de ar. Neste caso, fechando-se a válvula VS e desligando-se o soprador de ar, a auto-sustentação será seguramente atingida. Como descrito, a condição de operação do sistema na auto-sustentação será função unicamente da vazão de combustível.

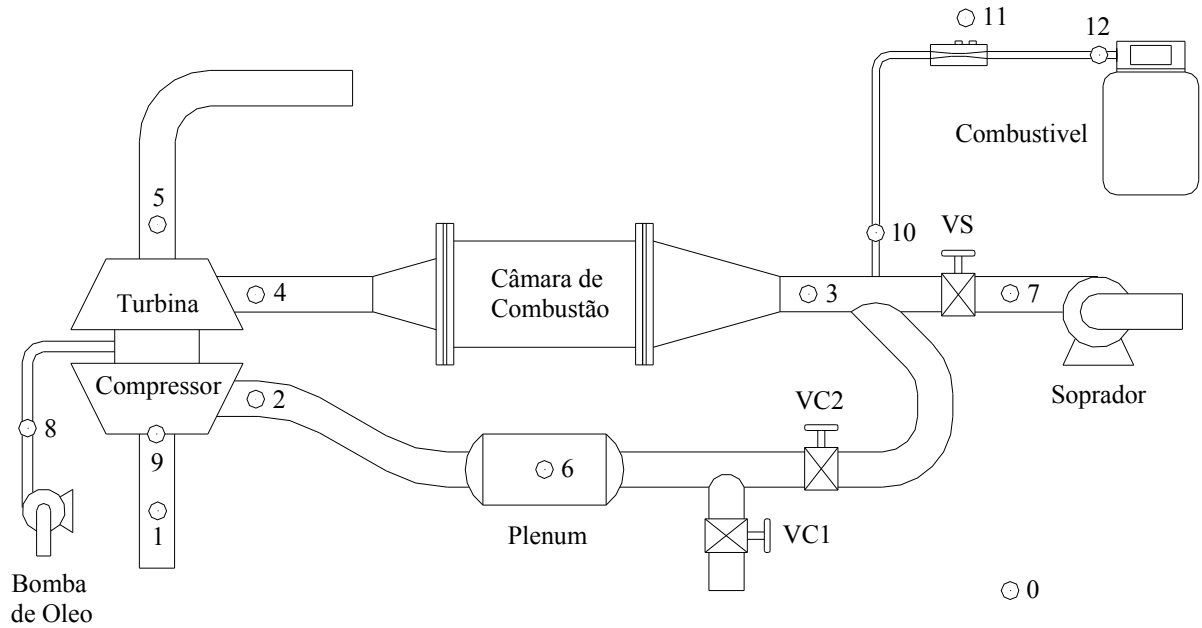


FIGURA 7.3 - Configuração do Banco de Ensaio para os Ensaio de Auto-Sustentação

O procedimento experimental para se atingir e mapear pontos de operação pertencentes a auto-sustentação é descrito a seguir:

- Atinge-se inicialmente a condição padrão de operação do turbocompressor,
- Inicia-se o processo de combustão seguido da primeira transição.
- Aumenta-se a pressão de injeção de combustível, com VC2 completamente aberta, até que a pressão de descarga do compressor supere a pressão nominal do soprador de ar.
- Fecha-se lentamente a válvula VS para que somente o fluxo de ar de descarga do compressor seja direcionado para a câmara de combustão, levando o sistema para a condição de auto-sustentação. Este procedimento é chamado de **segunda transição do turbocompressor**.
- Após a estabilização de todos os parâmetros realiza-se a aquisição de dados. Neste caso, não se define o ponto como primeiro pois condições de operação do sistema acima e abaixo destas podem ser obtidas.
- Novas condições de operação do turbocompressor auto-sustentado podem ser obtidas variando-se a pressão de injeção de combustível.

Neste tipo de ensaio os fatores limitantes são: pressão de injeção de combustível e temperatura na turbina. A vazão de combustível depende da pressão de injeção e esta depende da pressão de vapor do gás dentro do tanque de combustível.

A partir de um determinado ponto não se consegue aumento na vazão de combustível fazendo com que a rotação do turbocompressor fique constante. Por outro lado, o aumento da vazão de combustível aumenta a temperatura na turbina, a qual não deve exceder os 900 °C.

7.6. Calibração da Turbina como Medidor de Vazão Mássica

O procedimento experimental para calibração da turbina consiste em utilizar a configuração do banco de ensaios apresentada na FIGURA 7.2 e mapear pontos de auto-sustentação do sistema. Em cada ponto de operação do conjunto nestas condições, calcula-se a vazão mássica que atravessa a turbina, pela soma da vazão no compressor e da vazão de combustível, a queda de pressão do escoamento nela e as propriedades do ar na entrada da turbina. Conhecida a área de saída da voluta da turbina, aplica-se a Eq. (3.46) para calcular o coeficiente de descarga combinado ($C_d \cdot E$) em cada ponto de operação. Plota-se a curva do coeficiente de descarga da turbina em função do número de Reynolds do escoamento, calculado através da EQ (3.30). A curva de calibração da turbina é apresentada no item 8.3.1.

7.7. Tratamento dos Dados Experimentais

O método empregado no tratamento dos dados experimentais é baseado no cálculo de todos os parâmetros de desempenho do sistema em cada ponto de medição gravado no arquivo de dados, para cada ponto de operação. Sendo o tempo de aquisição de 20 segundos e a taxa de aquisição de 5 pontos por segundo, cada parâmetro de desempenho de um ponto de operação será definido por 100 pontos de medição. Define-se cada parâmetro operacional, seja ele obtido de forma direta (como por exemplo, a rotação) ou de forma indireta (como por exemplo, a eficiência politrópica) através da média aritmética dos 100 pontos de medição.

Nas relações matemáticas de determinação dos parâmetros de desempenho do compressor e da turbina, os valores de pressão e temperatura a serem utilizados correspondem aos valores de estagnação. A utilização dos valores estáticos de pressão e temperatura nestas equações, ao invés dos valores de estagnação, foi comprovada comparando os valores estáticos na descarga do compressor e da turbina com os valores de pressão e temperatura nos plenos de ar, que correspondem aos valores das propriedades de estagnação, e analisando o número de Mach na tubulação.

8. RESULTADOS

Para o compressor e turbina são apresentados gráficos referentes aos pontos de operação, relacionando as razões de pressão com a vazão mássica e rotação, as curvas de eficiência politrópica do compressor e da turbina e a comparação dos resultados experimentais com os respectivos mapas de desempenho obtidos através do modelo semi-empírico. Em especial para a turbina é apresentada a curva de calibração do coeficiente de descarga combinado dela em função do número de Reynolds. Para a câmara de combustão são apresentados gráficos da vazão de combustível em função da razão de pressão de injeção, da temperatura de exaustão em função da razão mássica ar-combustível e do coeficiente de descarga do bico injetor.

8.1. Condição Padrão de Operação do Turbocompressor

Como definido na metodologia, todos os ensaios do turbocompressor iniciam-se a partir de uma condição única de operação do conjunto, definido como condição padrão. Os parâmetros operacionais do compressor e da turbina nesta condição são apresentados na TABELA 8.1.

TABELA 8.1 - Parâmetros da Condição Padrão de Operação do Turbocompressor

parâmetro	compressor	turbina
rotação (rpm)	26.000	
vazão mássica (kg/s)	0,05	0,10
razão de pressão	1,05	1,09
temperatura de entrada (°C)	27	52
temperatura de saída (°C)	35	40

8.2. Compressor

8.2.1. Pontos de Operação do Compressor

Os pontos de operação do compressor obtidos nos ensaios de auto-sustentação e fora da auto-sustentação são apresentados na forma do mapa de desempenho, conforme GRÁFICO 8.1.

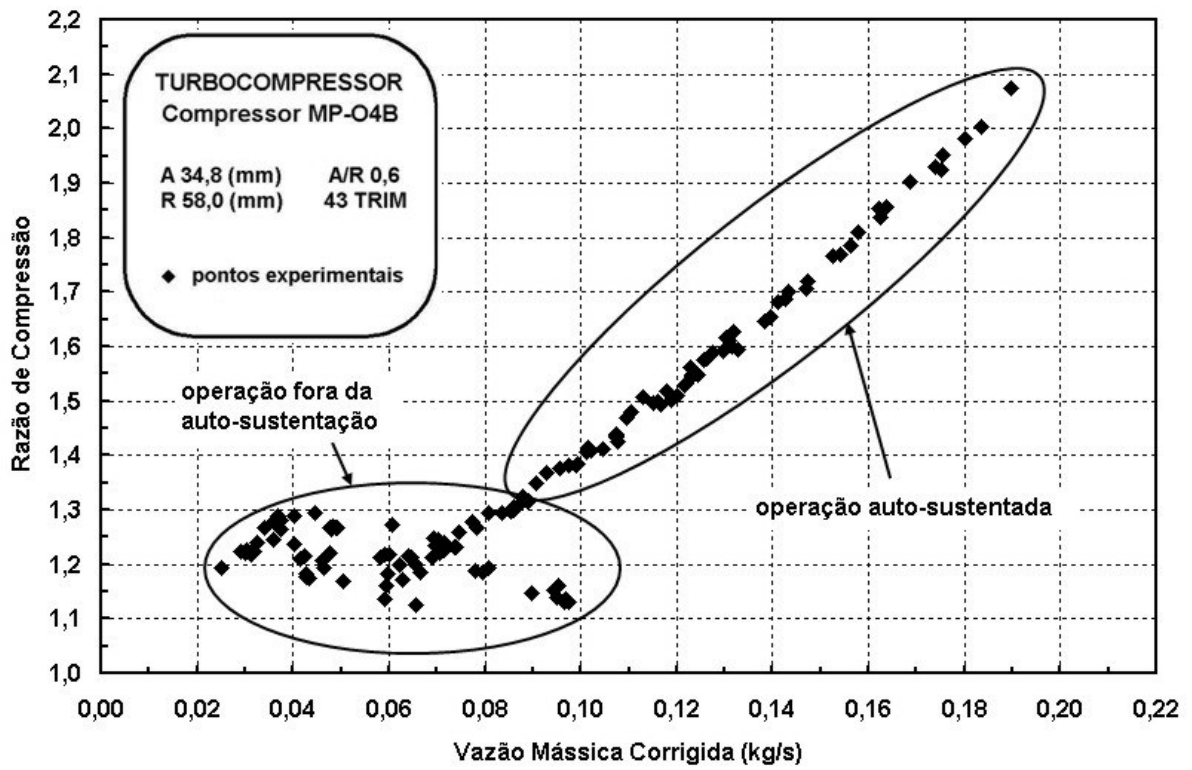


GRÁFICO 8.1 - Pontos Experimentais do Compressor

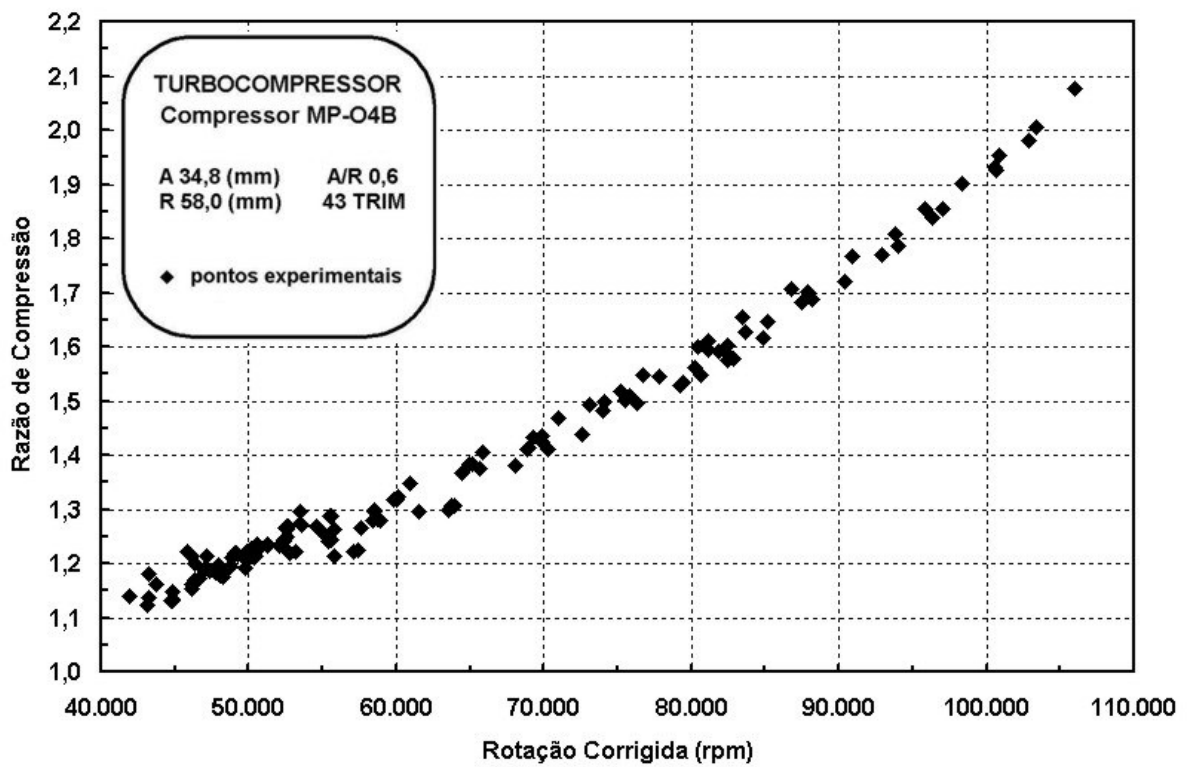


GRÁFICO 8.2 - Razão de Compressão versus Rotação

Pelo GRÁFICO 8.1 verifica-se que nos pontos de operação auto-sustentado do turbocompressor existe uma dependência linear entre a razão de compressão e a vazão mássica. O sistema de válvulas de controle permite que uma ampla faixa de operação seja coberta nos ensaios. Os pontos de operação fora da auto-sustentação, localizados na parte inferior-direita da região correspondem aos pontos na condição padrão de operação. Na medida em que a válvula de controle VC1 é fechada desloca-se o ponto de operação para a esquerda, chegando até o limite de *stall* do compressor, na parte esquerda do mapa. A segunda transição do turbocompressor ocorre na região onde as zonas elípticas se cruzam.

O comportamento da razão de compressão em função da rotação se mostra linear na maior parte dos pontos de operação cobertos nos ensaios. A grande densidade de pontos em baixas razões de compressão e rotações corresponde aos ensaios com o compressor aberto para a atmosfera. A zona central do gráfico corresponde aos pontos onde o compressor opera em conjunto ao soprador de ar. Os pontos de razão de compressão e rotação mais alta correspondem à operação auto-sustentada do turbocompressor. A segunda transição pode ser localizada no GRÁFICO 8.2 na região de compressão de 1,3 e rotação de 65.000 rpm.

8.2.2. Ajuste da Eficiência Politrópica em Função do Coeficiente de Vazão

Para a comparação dos resultados experimentais com os resultados obtidos pelo modelo de Wardil (2004) é necessário fornecer como dados de entrada para o modelo os parâmetros geométricos do compressor e sua respectiva voluta, apresentados na TABELA 5.1, e os pontos de máximo e mínimo da curva de eficiência politrópica em função do coeficiente de vazão. Este coeficiente é calculado de acordo com a Eq. (3.28), utilizando como referência os valores experimentais.

Os pontos característicos da curva de eficiência politrópica do compressor são obtidos a partir do ajuste quadrático dos pontos obtidos experimentalmente. A curva de ajuste é apresentada no GRÁFICO 8.3 e a equação obtida no ajuste é apresentada a seguir.

$$e_C = -205,68\phi^2 + 13,49\phi + 0,54 \quad (7.1)$$

O coeficiente de determinação (R^2) da equação do ajuste quadrático equivale a 0,8522.

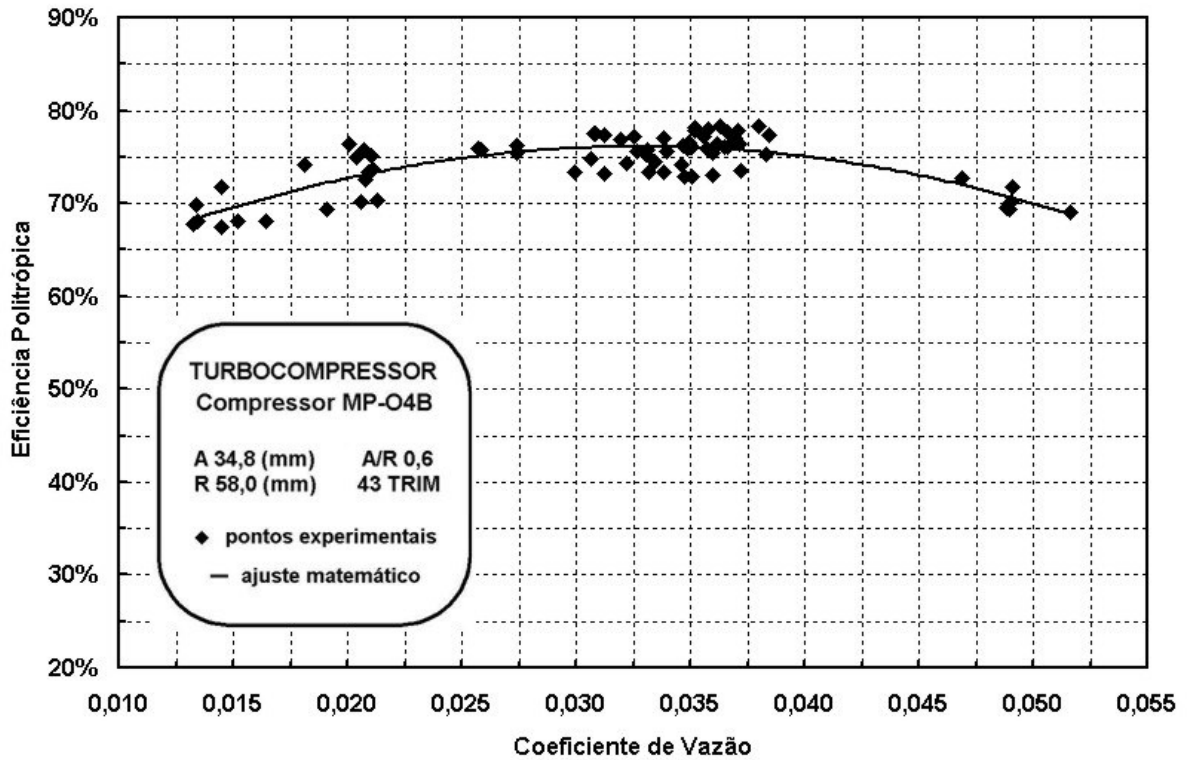


GRÁFICO 8.3 - Eficiência Politrópica do Compressor versus Coeficiente de Vazão

8.3. Turbina

8.3.1. Calibração da Turbina como Medidor de Vazão

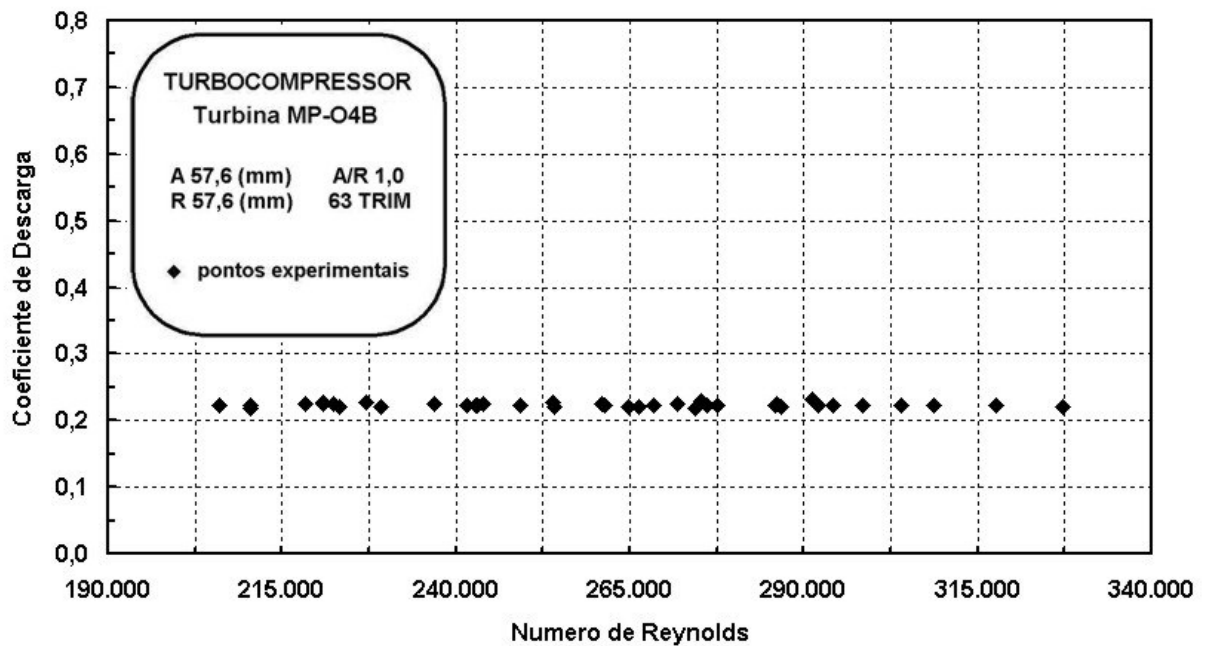


GRÁFICO 8.4 - Coeficiente de Descarga da Turbina versus Reynolds

Pelo GRÁFICO 8.4 verifica-se a linearidade do coeficiente de descarga combinado da turbina em toda a faixa de Reynolds coberta nos ensaios. Este parâmetro é de fundamental importância para caracterizar o comportamento da turbina. O valor médio do coeficiente de descarga combinado da turbina MP-O4B é de 0,223.

8.3.2. Pontos de Operação da Turbina

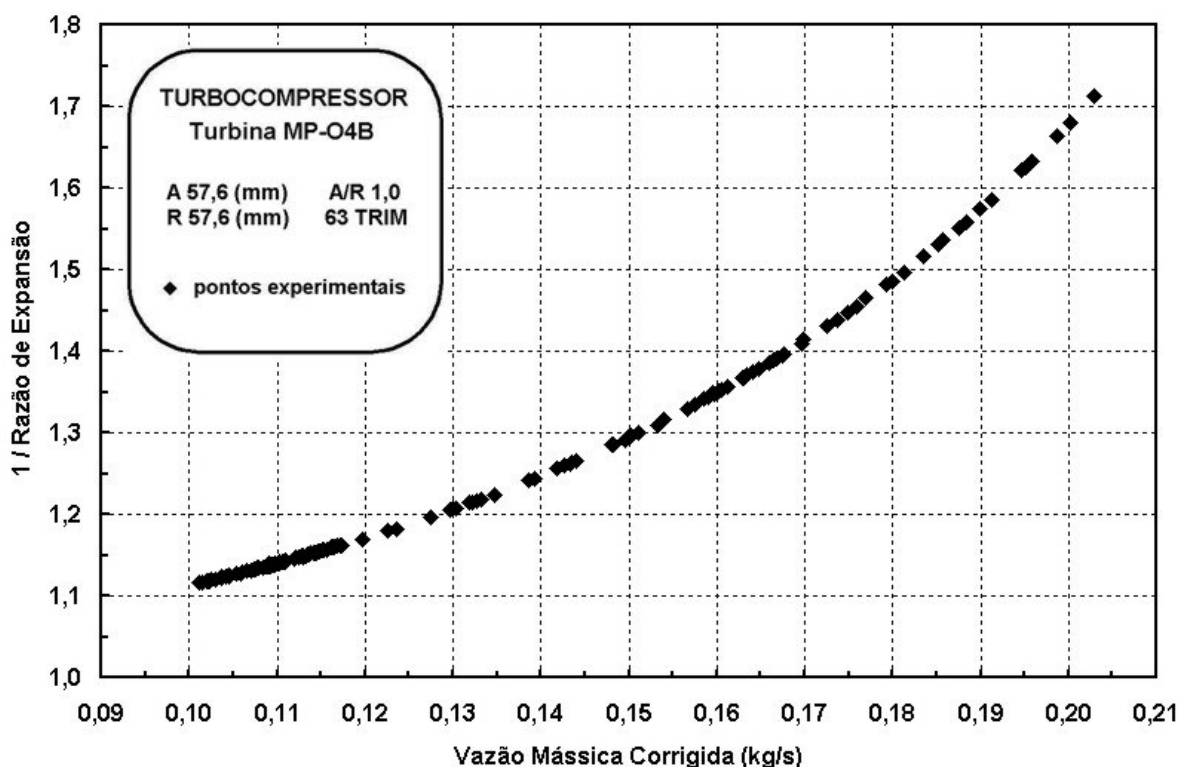


GRÁFICO 8.5 - Pontos Experimentais da Turbina

A configuração física do banco de ensaios permite que no caso da turbina seja obtida somente uma linha de operação, para todos os tipos de ensaios descritos. Como em todos os ensaios do turbocompressor a descarga da turbina estava aberta para a atmosfera, esta operava sempre com a maior razão de expansão possível. A grande densidade de pontos de operação na parte inferior-esquerda do GRÁFICO 8.5 e 8.6 correspondem aos ensaios onde o compressor opera aberto para atmosfera.

A região central do GRÁFICO 8.5 corresponde à operação da turbina quando o compressor opera em conjunto ao soprador de ar e a parte superior aos pontos obtidos na auto-sustentação.

A segunda transição do turbocompressor também pode ser verificada nos pontos de operação da turbina, no GRÁFICO 8.6, na região de expansão de 1,2 e rotação corrigida de 35.000 rpm.

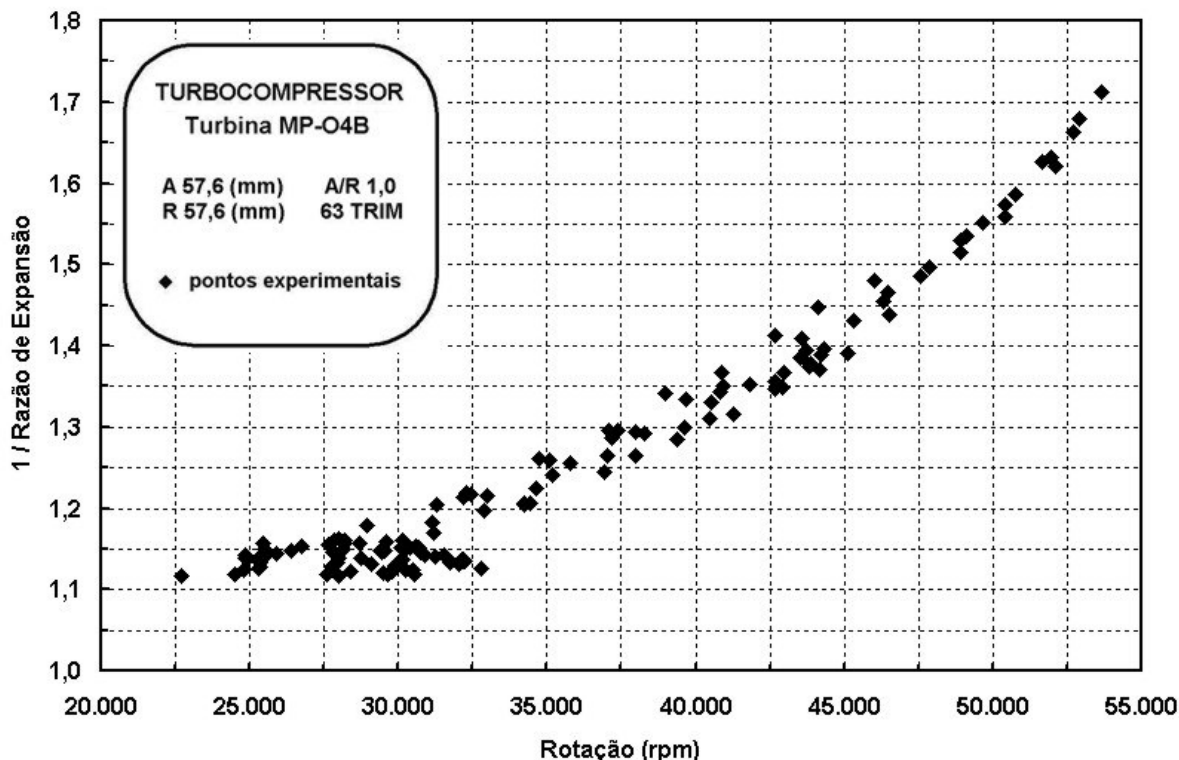


GRÁFICO 8.6 - Inverso da Razão de Expansão versus Rotação

8.3.3. Ajuste da Eficiência Politrópica em Função do Coeficiente de Vazão

O cálculo das eficiências politrópicas da turbina são baseadas nos valores de razão de expansão e razão de temperatura, conforme apresentado na Eq. (3.11). Devido ao grande valor das incertezas associadas ao cálculo da razão de temperatura, uma grande dispersão para os valores da eficiência politrópica da turbina foi obtido, conforme mostrado no GRÁFICO 8.7. Assim, não foi possível aplicar o ajuste quadrático nos pontos de eficiência em função do coeficiente de vazão.

Como a equação quadrática da eficiência é um dos dados de entrada do modelo semi-empírico, utilizaram-se como referência para a equação pontos pertencentes ao GRÁFICO 8.7. A equação é apresentada a seguir:

$$e_T = -229,33\phi^2 + 37,83\phi - 0,66 \quad (7.2)$$

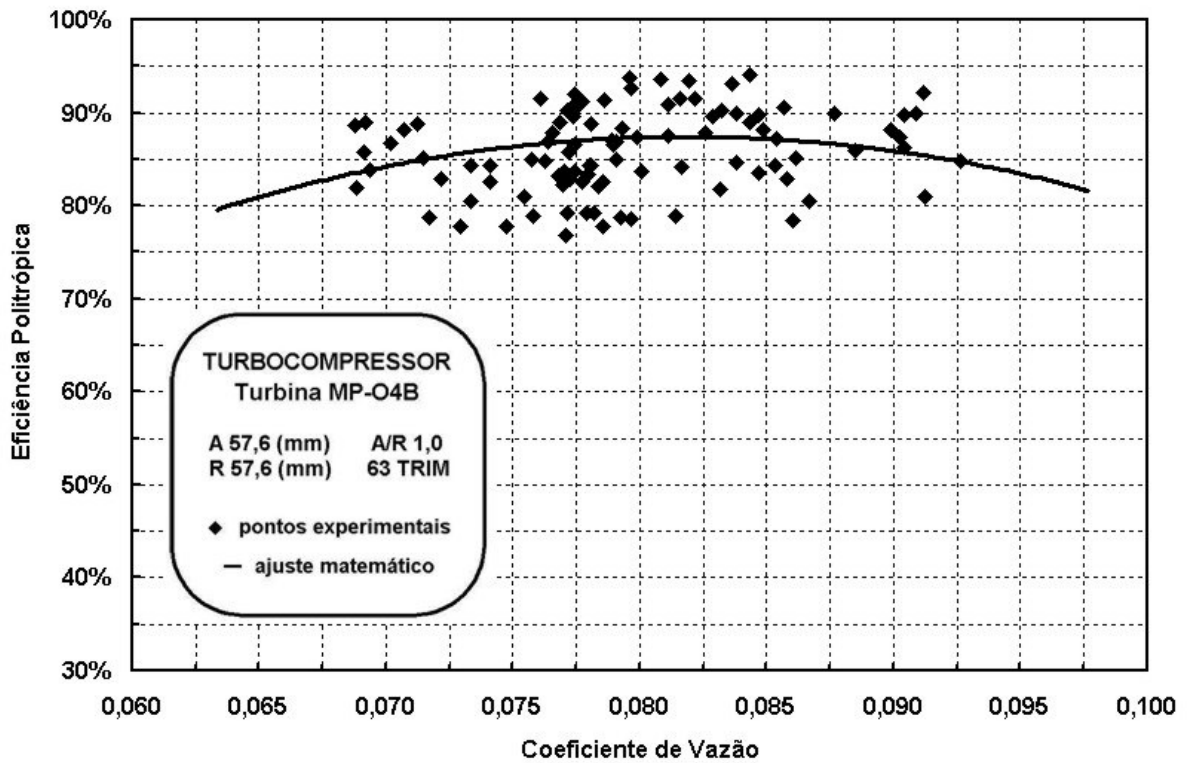


GRÁFICO 8.7 - Eficiência Politrópica da Turbina versus Coeficiente de Vazão

8.4. Casamento do Conjunto Turbocompressor

Em todos os pontos operacionais obtidos para o conjunto turbocompressor existem duas relações que obrigatoriamente devem ser respeitadas: a rotação do compressor e da turbina deve ser igual e a potência de acionamento do compressor deve equivaler à potência gerada pela turbina multiplicada pelo rendimento mecânico do conjunto turbocompressor. Uma dada condição de casamento do compressor e da turbina é apresentada na TABELA 8.2.

TABELA 8.2 - Casamento do Turbocompressor

parâmetro	compressor	turbina
rotação (rpm)	107.055	
vazão mássica (kg/s)	0,1648	0,1687
calor específico médio (kJ/kg.K)	1,0112	1,1613
diferença de temperatura (K)	90	84
potência (kW)	15,22	16,48

Através da razão dos valores de potência de acionamento do compressor e potência gerada pela turbina obtêm-se o rendimento mecânico do conjunto turbocompressor, com valor de aproximadamente 92%.

8.5. Comportamento Dinâmico do Turbocompressor nas Transições

Para os ensaios realizados no conjunto turbocompressor foram definidas duas transições operacionais do sistema. Conforme definido anteriormente, a primeira transição ocorre quando o compressor passa a operar em conjunto ao soprador de ar. O comportamento da rotação do conjunto e da temperatura na entrada da turbina ao longo da primeira e da segunda transição, realizadas com pressão absoluta de injeção de combustível de 200 kPa, pode ser observada nos GRÁFICO 8.8 e 8.9 respectivamente.

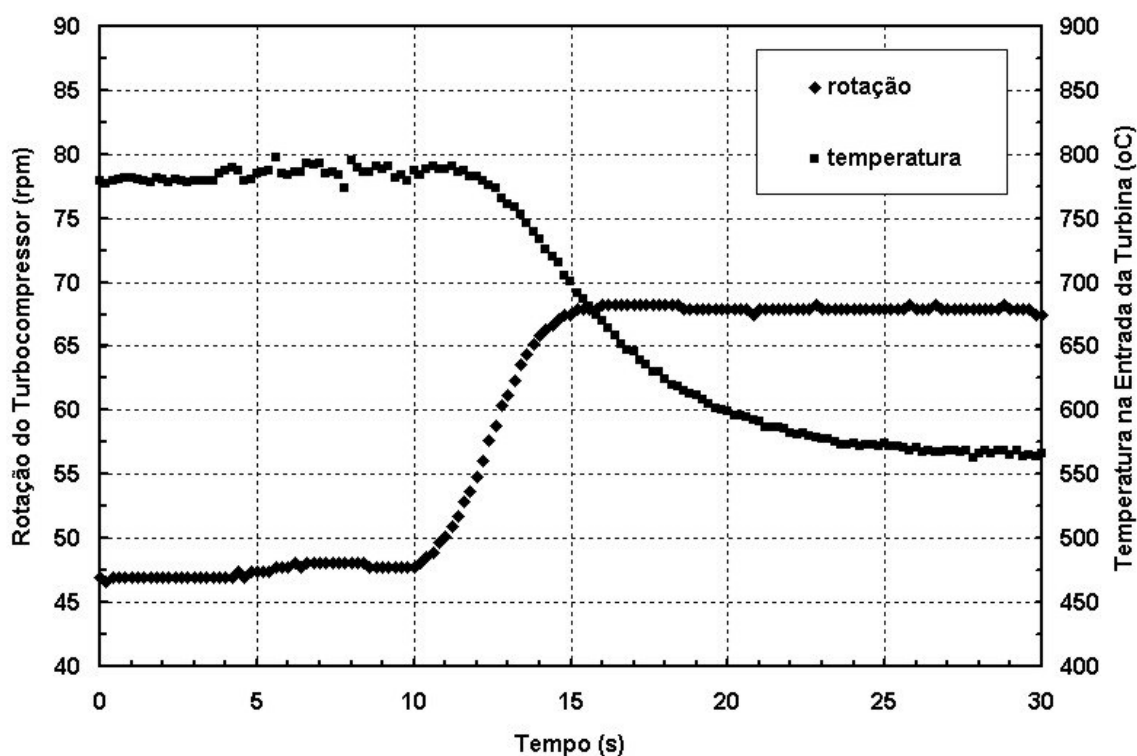


GRÁFICO 8.8 - Primeira Transição do Turbocompressor

Conforme apresentado no GRÁFICO 8.8, com o compressor operando em conjunto ao soprador de ar ocorre uma diminuição da temperatura na turbina juntamente com um acréscimo na rotação. Isto ocorre devido ao aumento da vazão mássica no sistema devido a entrada do compressor no sistema.

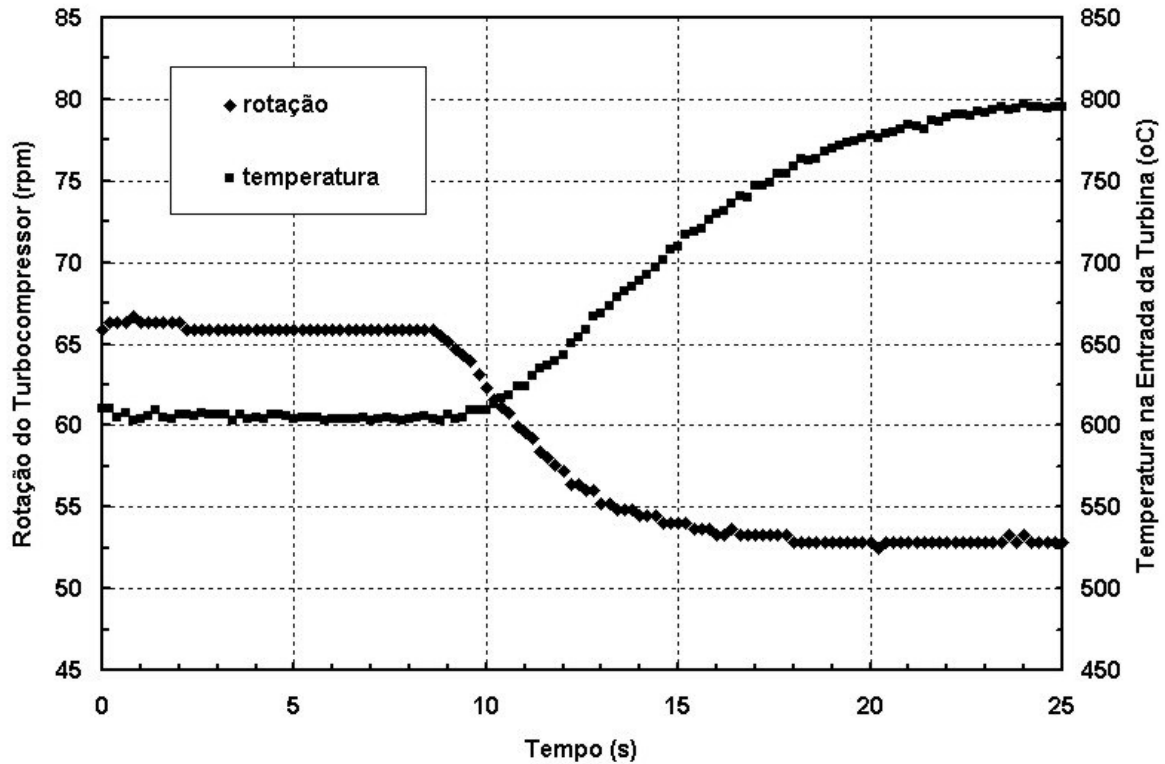


GRÁFICO 8.9 - Segunda Transição do Turbocompressor

A entrada do turbocompressor na auto-sustentação ocorre com o fechamento da válvula VS. O fechamento desta válvula bloqueia o fluxo de ar proveniente do soprador, diminuindo a vazão mássica na turbina. A redução da vazão de ar provoca uma redução da rotação do conjunto juntamente com um aumento da temperatura na turbina, conforme mostrado no GRÁFICO 8.9.

8.6. Câmara de Combustão

8.6.1. Perda de Carga na Linha de Alimentação de Combustível

A perda de pressão do combustível, também chamada de perda de carga, entre a saída do regulador de pressão e a entrada da câmara de combustão pode ser obtida através de uma regressão linear entre as pressões absolutas nestes dois pontos. O coeficiente do termo de primeiro grau da Eq. (7.3) corresponde ao valor percentual da perda de carga na linha de combustível. A perda de pressão na linha é 28%

$$P_{INJ} = 0,7255 P_{REGLDOR} - 7,1633 \quad (7.3)$$

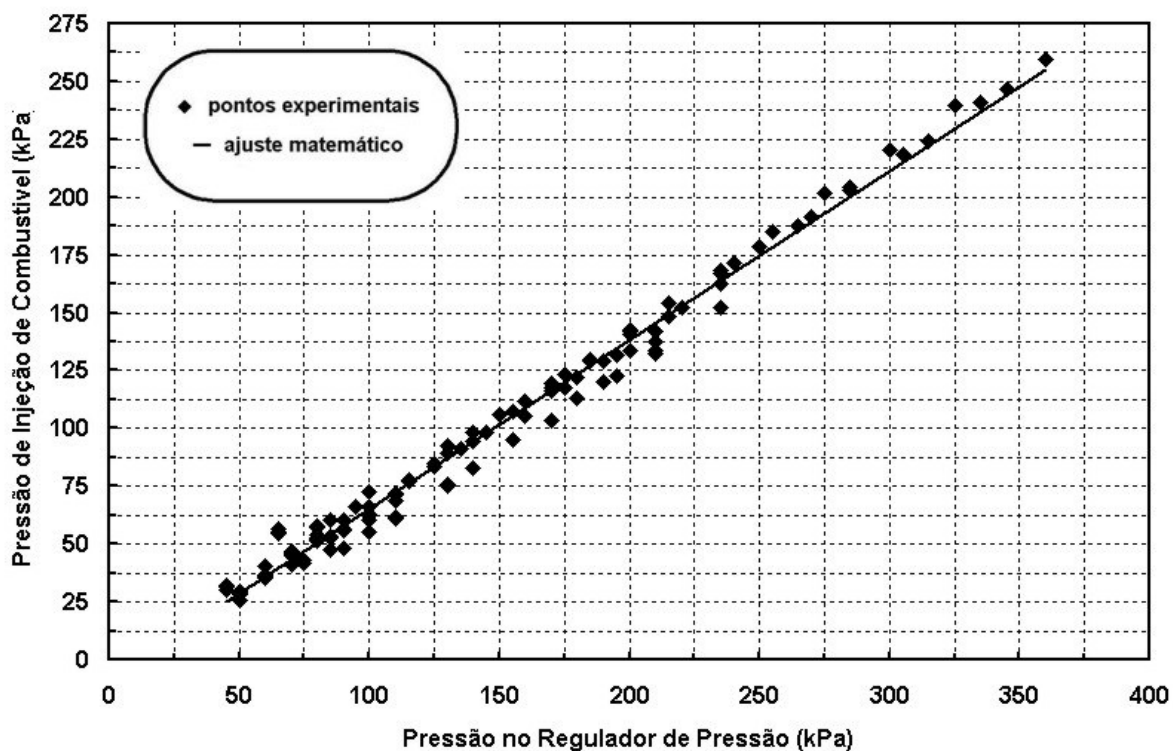


GRÁFICO 8.10 - Pressão de Injeção de Combustível versus Pressão no Regulador

8.6.2. Vazão de Combustível em Função da Razão de Pressão de Injeção

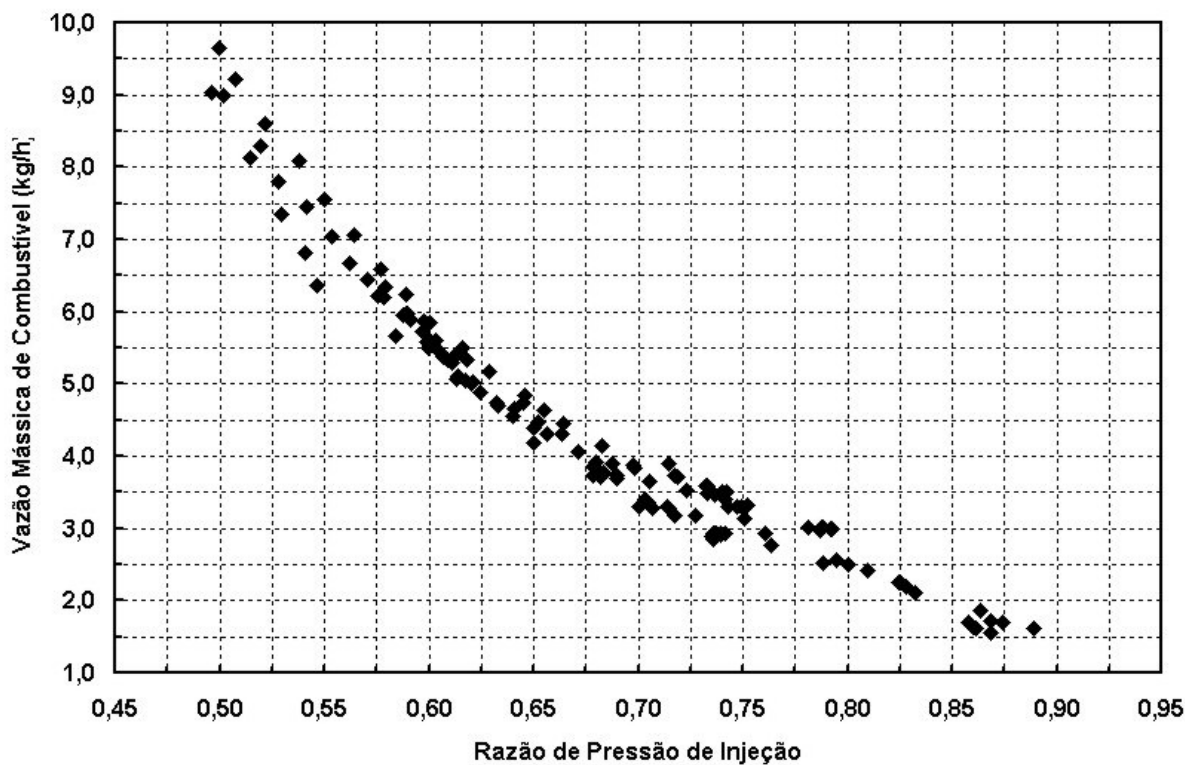


GRÁFICO 8.11 - Vazão de Combustível versus Razão de Pressão de Injeção

A razão de pressão de injeção de combustível é definida pelo quociente entre as pressões absolutas de injeção de combustível e da câmara de combustão. Através do GRÁFICO 8.10 verifica-se que o comportamento da vazão de combustível é linear em quase toda a faixa de operação da câmara de combustão. A razão de pressão crítica de injeção do gás liquefeito de petróleo, calculada com base nas propriedades do GLP apresentadas na TABELA 4.1, é de 0,583. A grande dispersão dos pontos de vazão na parte superior-esquerda do GRÁFICO 8.11, onde a razão de pressão de injeção experimental é inferior a razão crítica, ocorre devido a formação de escoamento sônico no injetor.

8.6.3. Temperatura em Função da Razão Ar-Combustível

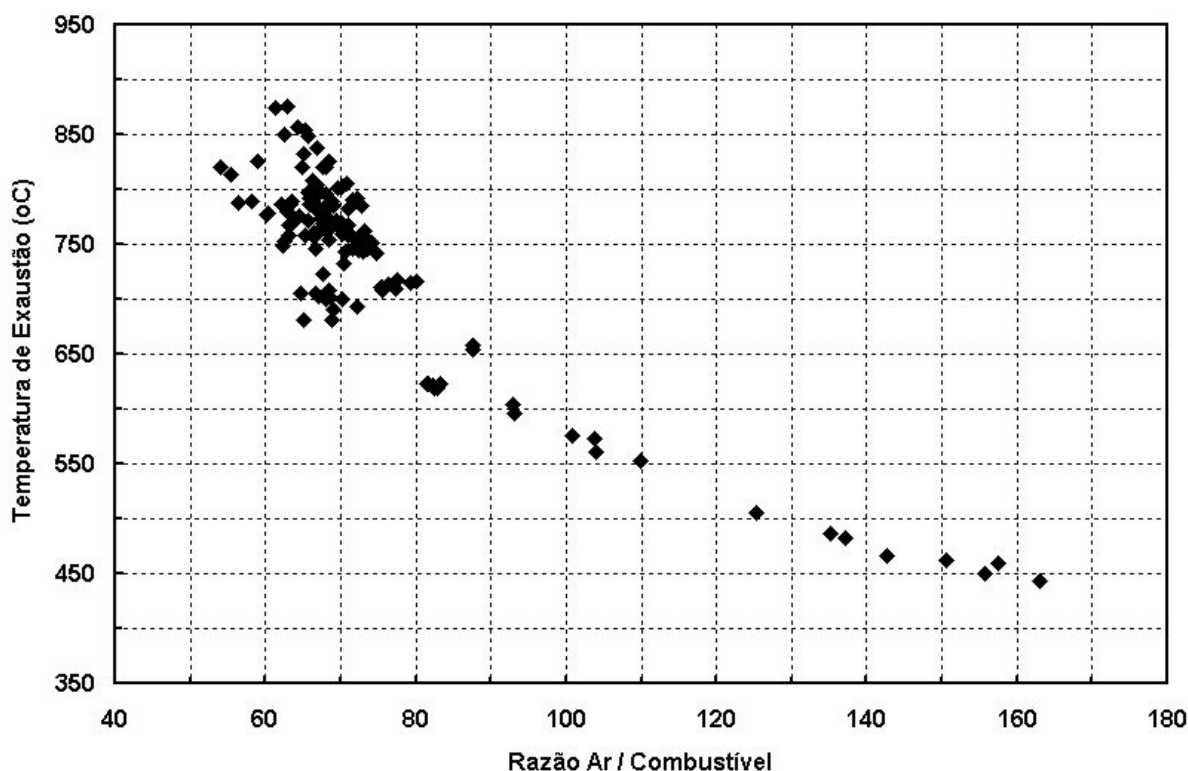


GRÁFICO 8.12 - Temperatura de Exaustão em Função da Razão Ar-Combustível

O comportamento da temperatura de exaustão da câmara mostra que para uma determinada vazão de combustível, a diminuição da vazão de ar provoca um aumento de temperatura. Os pontos superiores do gráfico correspondem aos pontos de operação do sistema na auto-sustentação do conjunto turbocompressor. A grande dispersão dos pontos nessa região ocorre devido ao fato de que nessa condição de operação, a vazão mássica de ar que atravessa o sistema está diretamente relacionada com a vazão mássica de combustível.

8.6.4. Determinação do Coeficiente de Descarga do Bico Injetor

O coeficiente de descarga do bico injetor de combustível é obtido a partir da razão entre o fluxo isentrópico de combustível, calculado de acordo com o método apresentado no item 4.5, e a vazão mássica obtida no venturi de combustível. Para o cálculo do fluxo isentrópico são utilizados os valores de pressão de injeção de combustível e na câmara de combustão. O comportamento da curva do coeficiente de descarga em função do número de Reynolds é apresentado no GRÁFICO 8.13.

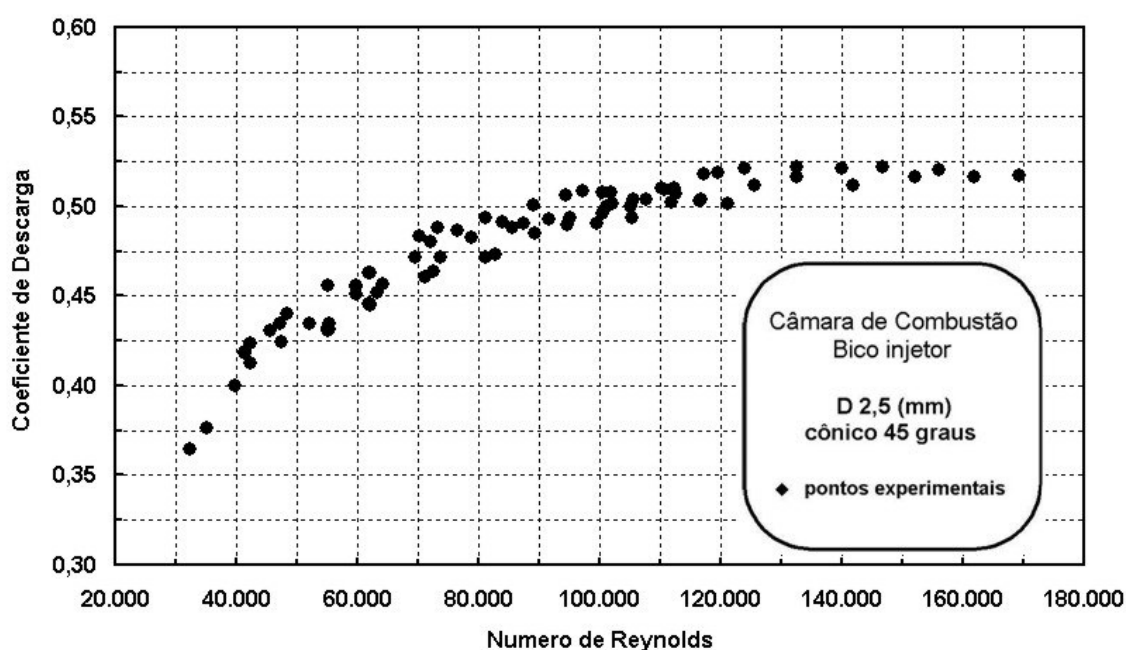


GRÁFICO 8.13 - Coeficiente de Descarga do Injetor versus Reynolds

8.7. Verificação dos Efeitos de Compressibilidade

TABELA 8.3 - Verificação dos Efeitos de Compressibilidade

parâmetro	descarga do compressor	plenum de ar do compressor
vazão mássica de referência (kg/s)	0,1848	0,1848
número de Mach na tubulação	0,135	0,009
pressão de referência (kPa)	189,2	184,6
temperatura de referência (K)	383	372

Analisando os resultados da TABELA 8.3, verifica-se que os números de Mach na tubulação na descarga do compressor e no plenum do compressor estão abaixo do limite de compressibilidade de 0,3. Como os valores de pressão e temperatura no plenum do compressor diferem dos valores na descarga do compressor a menos da perda de carga e da perda de temperatura na tubulação, utilizam-se os valores de pressão estática e temperatura como os valores das propriedades de estagnação do escoamento para cálculos dos parâmetros de desempenho do compressor e da turbina.

8.8. Comparação dos Resultados Experimentais com o Modelo Semi-Empírico

Os resultados obtidos experimentalmente para o desempenho do compressor e da turbina foram validados com base na comparação destes com o mapa de desempenho obtido através do modelo semi-empírico de Wardil (2004). Os mapas foram obtidos com base nas características geométricas e em valores de eficiência politrópica obtidas experimentalmente. Os mapas de desempenho do compressor e da turbina do conjunto MP-O4B obtidos pelo modelo são apresentados a seguir.

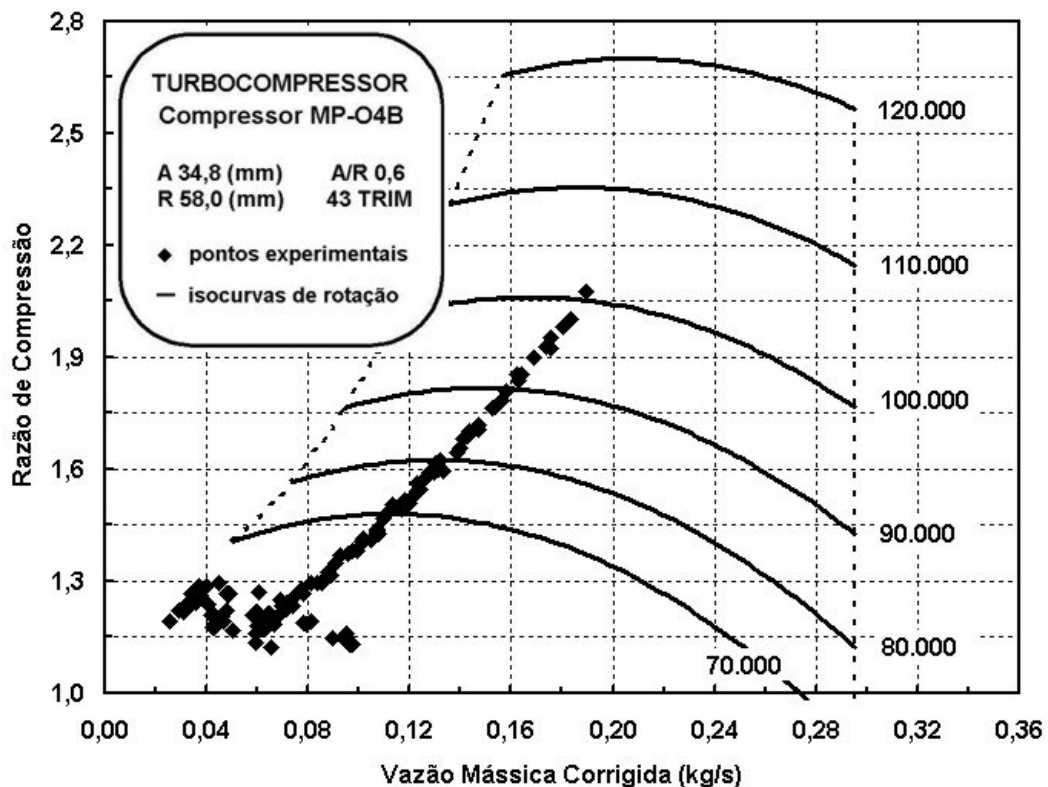


GRÁFICO 8.14 - Mapa de Desempenho do Compressor MP-O4B
obtido a partir do modelo de Wardil (2004)

O parâmetro de desempenho utilizado na verificação dos resultados experimentais é a razão de compressão e expansão, do compressor e turbina respectivamente. Em qualquer ponto de operação, as razões de pressão são calculadas através da equação bi-paramétrica obtida a partir da regressão dos pontos de operação gerados no modelo.

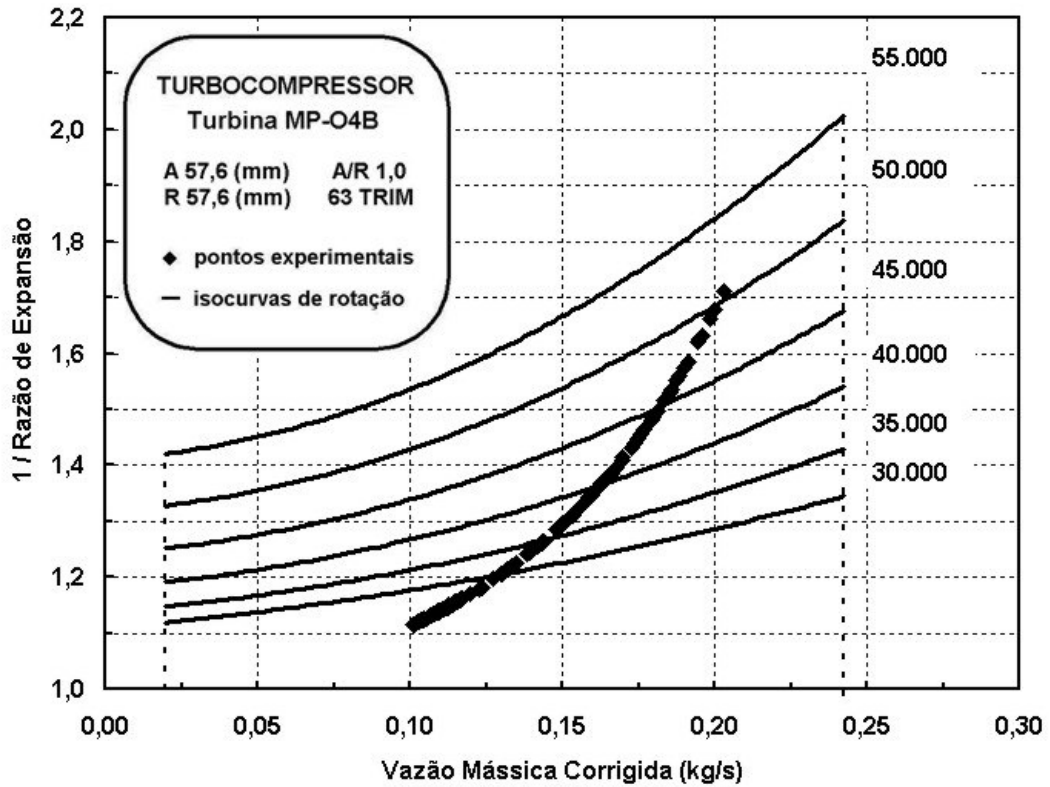


GRÁFICO 8.15 - Mapa de Desempenho da Turbina MP-O4B obtido a partir do modelo de Wardil (2004)

TABELA 8.4 - Coeficientes das Equações Bi-Paramétricas

coeficiente	compressor	turbina
A	1,796	1,280
B	$- 2,079 \times 10^{-5}$	$- 1,537 \times 10^{-5}$
C	$1,841 \times 10^{-10}$	$3,223 \times 10^{-10}$
D	$- 1,686 \times 10^{-2}$	0,591
E	- 19,237	- 0,825
F	$6,029 \times 10^{-5}$	$- 4,227 \times 10^{-6}$
G	$1,275 \times 10^{-10}$	$3,238 \times 10^{-9}$

Com base nas vazões mássicas corrigidas e nas rotações em pontos experimentais, são calculadas as respectivas razões de compressão e expansão utilizando as equações bi-paramétricas do compressor e turbina respectivamente. O comportamento dos desvios da compressão e da expansão, para o compressor e para a turbina, é apresentado nos gráficos a seguir.

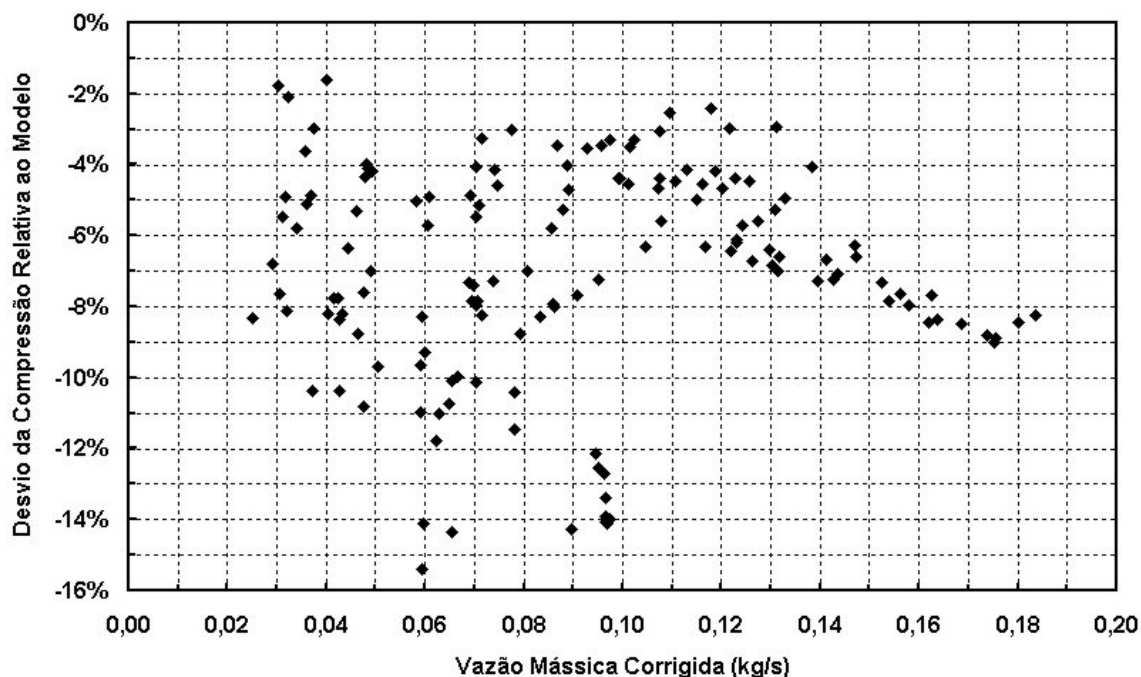


GRÁFICO 8.16 - Desvio Experimental da Compressão Relativo à Regressão

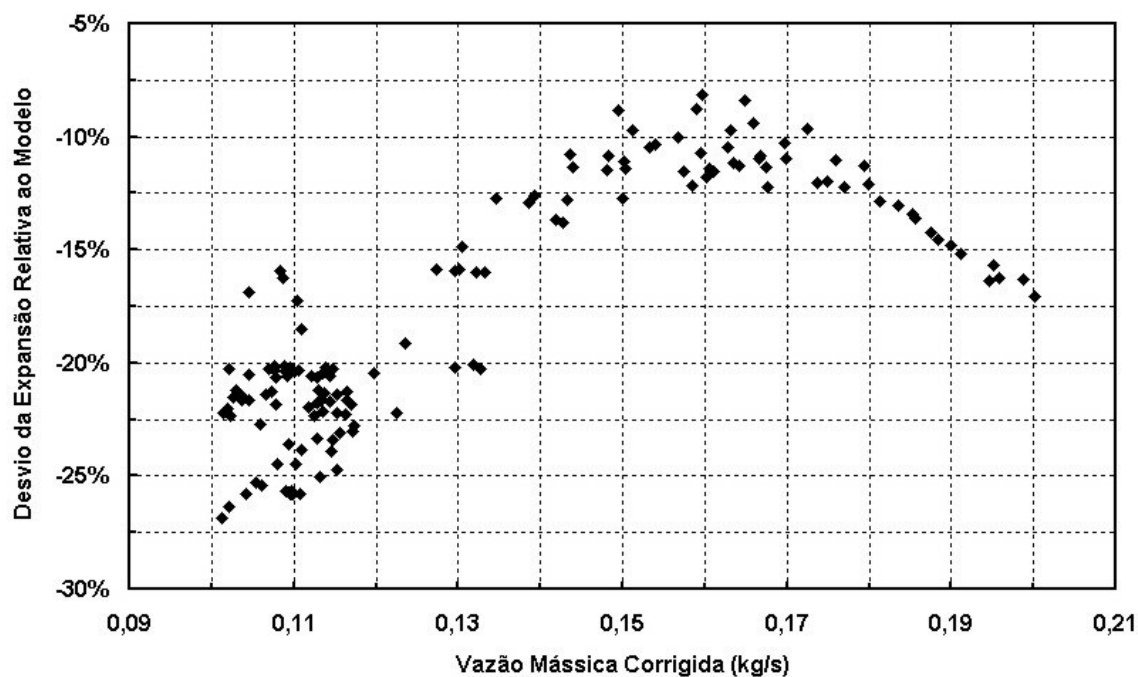


GRÁFICO 8.17 - Desvio Experimental da Expansão Relativo à Regressão

Os resultados obtidos com o modelo semi-empírico estão relacionados diretamente com a qualidade do ajuste da eficiência politrópica em função do coeficiente de vazão. A qualidade do ajuste da eficiência politrópica depende dos valores de eficiência os quais são calculados com os valores de temperatura de entrada e saída de cada componente. Para o compressor, o desvio dos valores da razão de compressão experimental em relação às obtidas pelo modelo semi-empírico apresenta pequena dispersão, ficando na ordem dos 8%. Isto ocorre devido ao bom ajuste da eficiência politrópica em função do coeficiente de vazão. No caso da turbina, como o ajuste da eficiência politrópica foi deficiente, os desvios apresentam maior dispersão, variando de 5 a 30%.

8.9. Análise Econômica do Banco de Ensaio

TABELA 8.5 - Custos de Implementação do Banco de Ensaio

descrição	sub-total	total
estrutura física		R\$ 19.581,18
turbocompressor MP-O4B	R\$ 1.130,04	
central hidráulica Vickers	R\$ 1.800,00	
compressor radial Ventbrás CV-751	R\$ 3.247,30	
câmara de combustão tubular	R\$ 850,00	
material de fabricação	R\$ 6.043,57	
mão-de-obra empregada	R\$ 6.509,91	
sistema de controle da combustão		R\$ 1.455,46
central eletrônica Ecogás PCE-Ipt	R\$ 617,33	
velas de ignição e sensor de chama	R\$ 456,00	
transformador de ignição	R\$ 382,13	
instrumentação do banco de ensaios		R\$ 12.541,74
módulos aquisitores de dados	R\$ 2.311,14	
sensores de pressão MPX	R\$ 1.883,85	
sensores de temperatura	R\$ 980,16	
computador Intel Celeron 2.16 Ghz	R\$ 3.315,30	
softwares de controle	R\$ 3.941,51	
CUSTO TOTAL DO BANCO DE ENSAIOS		R\$ 33.468,24

TABELA 8.6 - Custos Operacionais do Banco de Ensaio

descrição	quantidade	custo por quantidade	custo total
operador do banco de ensaios	18 meses	1.416,24	R\$ 25.492,32
serviço técnico especializado	6 meses	-	R\$ 5.090,32
combustível	11 botijões	97,50	R\$ 1.072,50
óleo lubrificante	27 litros	4,49	R\$ 121,23
carga instalada do banco de ensaios	10,9 kW	-	-
consumo de energia elétrica	4.796 kW.h	0,35	R\$ 1.678,60
horas de preparação	1.320 h	-	-
horas de ensaio	110 h	-	-
CUSTO OPERACIONAL DO BANCO DE ENSAIOS			23,40 R\$/h

A partir da configuração do banco de ensaios conseguiu-se uma unidade com custo de fabricação e operação altamente atrativa economicamente. Considerando que o para ensaio de um novo turbocompressor seja gasto por volta de 250 horas (incluindo a preparação e o ensaio propriamente dito), o custo total do ensaio ficaria na casa dos R\$ 5.000,00.

9. CONCLUSÕES

As principais vantagens da configuração adotada para o banco de ensaios são que esta apresenta baixo custo de fabricação e operação e permite que o conjunto turbocompressor seja ensaiado na sua condição real de funcionamento, à quente. As principais desvantagens deste banco é a baixa precisão do controle das válvulas, visto que estes são realizados manualmente, e a baixa potência do soprador de ar, o qual permite uma pequena dispersão dos pontos de operação do turbocompressor nos ensaios não auto-sustentados.

Os desvios dos resultados experimentais em relação aos resultados obtidos com o modelo semi-empírico para o compressor foram menores do que os desvios dos resultados da turbina. Os resultados da turbina ficaram prejudicados devido ao ajuste deficiente da eficiência politrópica, o qual foi causado pela grande incerteza associada aos valores de temperatura medidos na turbina.

Através da linearidade do coeficiente de descarga combinado da turbina em função do número de Reynolds, verifica-se que a hipótese de modelagem desta como orifício deprimogênito é válida. O método experimental para a obtenção do coeficiente de descarga se mostra extremamente útil, podendo ser aplicado satisfatoriamente para caracterização de outras turbinas.

A partir das curvas apresentadas para as transições do turbocompressor verifica-se que o sistema de aquisição, bem como a taxa de aquisição, se mostra adequado para a realização de ensaios dinâmicos do conjunto turbocompressor. Como as curvas não apresentam descontinuidades nem patamares, podem-se aplicar ajustes matemáticos nestas para obtenção de propriedades importantes do conjunto turbocompressor, como por exemplo, o momento de inércia.

Toda a faixa operacional possível de ser mapeada para este conjunto turbocompressor foi obtida com aproximadamente 100 horas de ensaios. Considerando o custo operacional do banco de ensaios, conseguiu-se realizar o ensaio quase completo no respectivo turbocompressor a um custo de aproximadamente R\$ 2.500,00.

10. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Realização de ensaios dinâmicos neste conjunto turbocompressor para análise do tempo de resposta do sistema em relação a uma perturbação em uma dada condição de equilíbrio. Como exemplo tem-se a influência do acréscimo da vazão de combustível na rotação do conjunto turbocompressor e nas razões de pressão no compressor e na turbina.

Desenvolvimento de um sistema de controle aperfeiçoado para as válvulas de controle do banco de ensaios a fim de permitir que uma faixa maior de operação deste seja coberta nos ensaios, principalmente os não auto-sustentados.

Desenvolvimento de uma rotina para tratamento dos dados experimentais que leve em consideração as propriedades do gás de combustão na entrada da turbina.

Realização de uma análise mais detalhada dos resultados experimentais obtidos para a câmara de combustão a fim de melhorar a eficiência térmica do sistema.

Para o caso específico do projeto de desenvolvimento da microturbina; a realização de ensaios em outros conjuntos turbocompressores, para determinar a configuração ótima de um novo conjunto modificado para utilização neste equipamento.

ABSTRACT

This work presents the development of a turbocharger test stand and the experimental methodology used in the test stand for turbocharger static and dynamic assays. A hot gas generator of tubular combustion chamber type, designed to operate with gaseous fuels, is used to drive the turbocharger. The development of the test stand became necessary within the must to know turbochargers operational characteristics, since those informations are not always supplied by their manufacturers. By using a combustion chamber it's possible to simulate the real operational condition of the set. The turbocharger assays consist in recording experimental operational data for the set in three specific operational conditions. In the first one, the compressor discharge is opened for the atmosphere. In the second one, the compressor operates combined with the air blower. This blower provides air supply during turbine start procedure. The third one and more important operational condition is the self-sustainment of the set using the combustion way. By the self-sustainment condition it's possible to obtain the characteristic matchment curve for the turbocharger and also determine the turbine discharge flow coefficient. The necessary instrumentation is based on virtual instrumentation, where acquisition and control of the sensors are made by computer. In the development of the test stand, a MP-O4B Master Power turbocharger, used in commercial heavy trucks, is used. The experimental results verification, for compressor and turbine, are made comparing them with performance maps obtained through a semi-empirical model based on Euler's modified equation. Through the presented model is possible to infer operational conditions that experimental data not cover through. The results obtained for compressor compression ratio and turbine expansion ratio presents average deviations of 8% and 22%, respectively, regarding the results obtained by the semi-empirical model.

Keywords: hot gas test stand, turbocharger, performance map, combustion chamber, polytropic efficiency.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 ARAÚJO Jr., F. G. “Projeto e Construção de uma Câmara de Combustão para um Banco de Ensaios de Turbocompressores”. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da UFMG, 2004. 43p. (Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica).
- 2 BATISTA, A. P., BARROS, J. E. M. “Aviônica de Baixo Custo para Aviação Geral”. Revista Educação e Tecnologia, Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais. V.8, n.1, 2003. p.12-17.
- 3 DELMEÉ, G. J., “Manual de Medição de Vazão”. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1983. 474p.
- 4 GARCIA, R. “Combustíveis e Combustão Industrial” Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2002. 202p.
- 5 GARRETT, 2006. “Garrett Honeywell International Inc.”. On-line, disponível em <www.turbobygarrett.com>. Acessado em 04/12/2006.
- 6 HEYWOOD, J. “Internal Combustion Engine Fundamentals”. New York: Mc Graw- Hill, 1988.
- 7 KANAMARU, K., KAJIMURA, T., SANO, H., SHIMAMOTO Y. “Method of Optimizing Turbocharged Engine Systems”. JSME International Journal, Series B: Fluids and Thermal Engineering, nov. 1991, v.37, n.4. p. 974-981.
- 8 MASTER POWER, 2006. “Borghetti Turbos e Sistemas Automotivos Ltda”. On-line, disponível em <www.masterpower.com.br>. Acessado em 25/11/2006.
- 9 MATTINGLY, J. D. 1996. “Elements of Gas Turbine Propulsion”. New York: McGraw-Hill. 960p.

- 10 MOREIRA, G. A. A., VENSON, G. G., BARROS, J. E. M., VALLE, R. M. “Modelagem Computacional do Escoamento de Ar em uma Câmara de Combustão Utilizando Método de Volumes Finitos” Anais do IX Encontro de Modelagem Computacional, Belo Horizonte, 2006. p. 3-5.
- 11 NAUNDORF, D., BOLS, H., MANDEL, M. “Design and Implementation of a New Generation of Turbocharger Test Benches Using Hot Gas Technology”. Proceedings of SAE World Congress, Detroit, 2001. p. 5-7.
- 12 OATES, G. C. 1988. “Aerodynamics of Gas Turbine and Rocket Propulsion”. 2nd ed. Washington, DC.: American Institute of Aeronautics and Astronautics AIAA Inc. 451p.
- 13 PEREIRA, J. F. “Miniturbina para Geração Distribuída de Eletricidade - Instrumentação Inteligente do Banco de Ensaios de Turbocompressores”. Belo Horizonte: Centro Federal de Educação Tecnológica de Minas Gerais, 2006. 25p. (Trabalho de Iniciação Científica em Engenharia Elétrica).
- 14 RODRIGUES, P. S. “Compressores Industriais”. Rio de Janeiro: EDC - Editora Didática e Científica, 1991.
- 15 RODRIGUES FILHO, F. A. “Desenvolvimento de uma Metodologia Experimental para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbocompressores Automotivos”. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da UFMG, 2003. 126p. (Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica).
- 16 VENSON, G. G. “Instrumentação de um Banco de Ensaios de Turbocompressores Automotivos Operado por Gás Quente”. Belo Horizonte: Escola de Engenharia da UFMG, 2004. 47p. (Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica).
- 17 VUOLO, J. H. “Avaliação e Expressão de Incerteza em Medição” Revista Brasileira de Ensino de Física, set. 1999, v. 21, n. 3. p. 3-5.

- 18 WARDIL, G. O., 2004. “Modelo Semi-Empírico para Obtenção dos Mapas de Fluxo de Turbinas e Compressores Automotivos”. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, Brasil, 149p. (Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica).
- 19 WARK, K., Richards D. E. “Thermodynamics”. 6th ed. New York: McGraw-Hill, 1999, 1026p.
- 20 ZUCROW, M. J., HOFFMAN, J. D. “Gas dynamics”. New York: John Wiley & Sons, 1976.

ANEXO A - CURVAS DE CALIBRAÇÃO

A.1. Sensor de Pressão MPX-5010DP - PADM

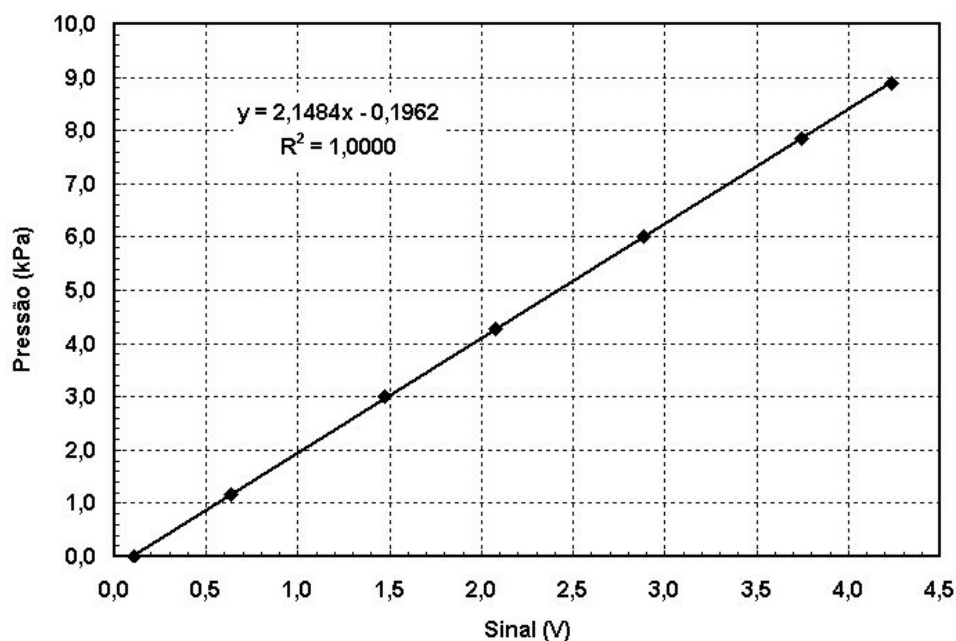


FIGURA A.1 - Curva de Calibração MPX-5010DP - PADM

A.2. Sensor de Pressão MPX-5010DP - dPOC

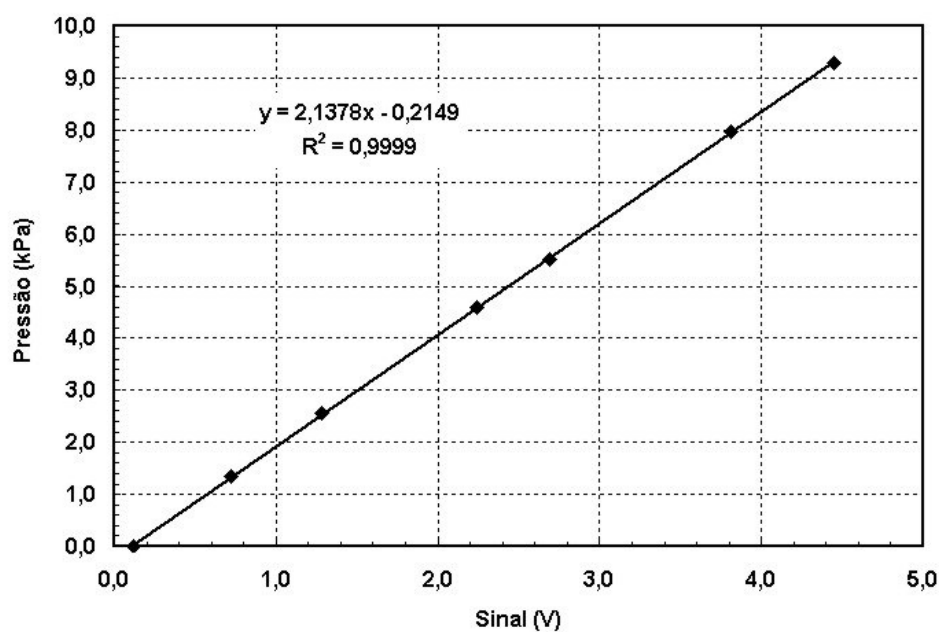


FIGURA A.2 - Curva de Calibração MPX-5010DP - dPOC

A.3. Sensor de Pressão MPX-5100DP - PEC

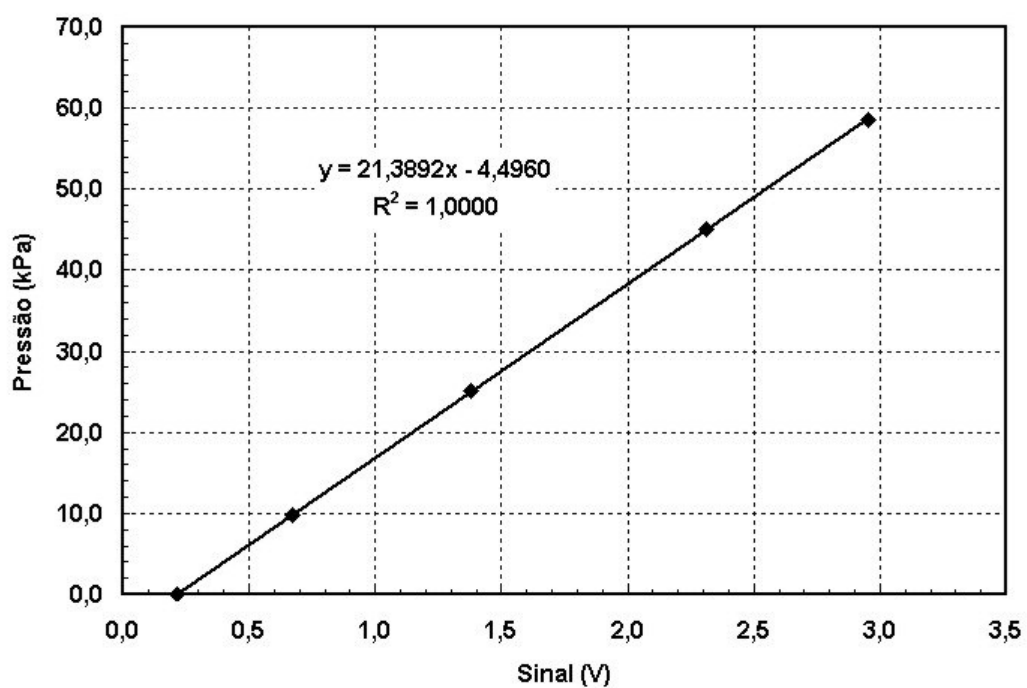


FIGURA A.3 - Curva de Calibração MPX-5100DP - PEC

A.4. Sensor de Pressão MPX-5700DP - PSC

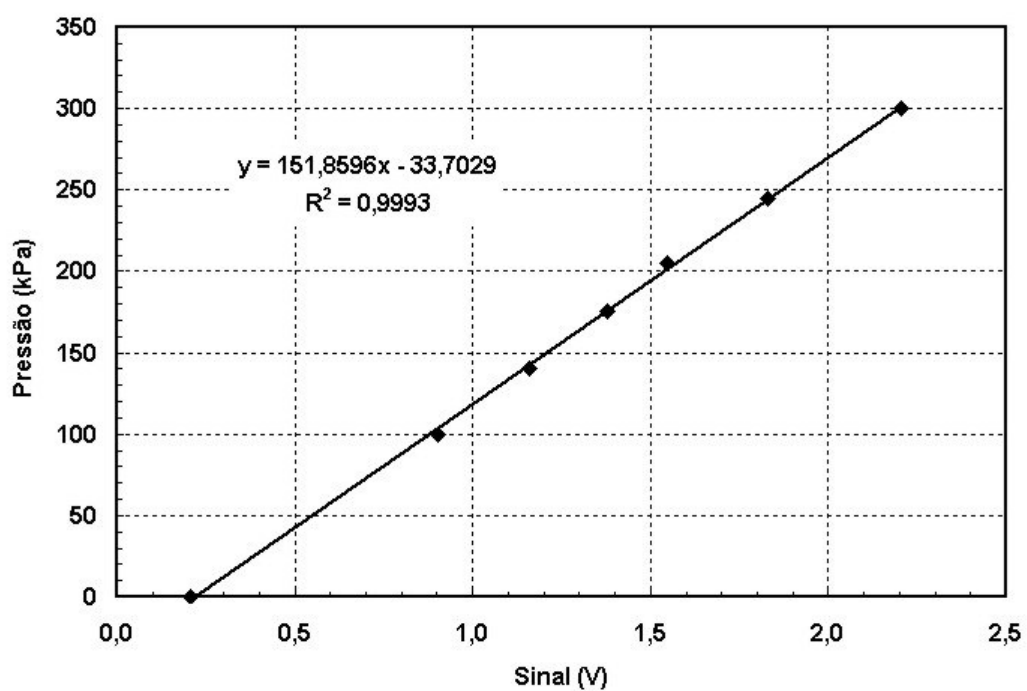


FIGURA A.4 - Curva de Calibração MPX-5700DP - PSC

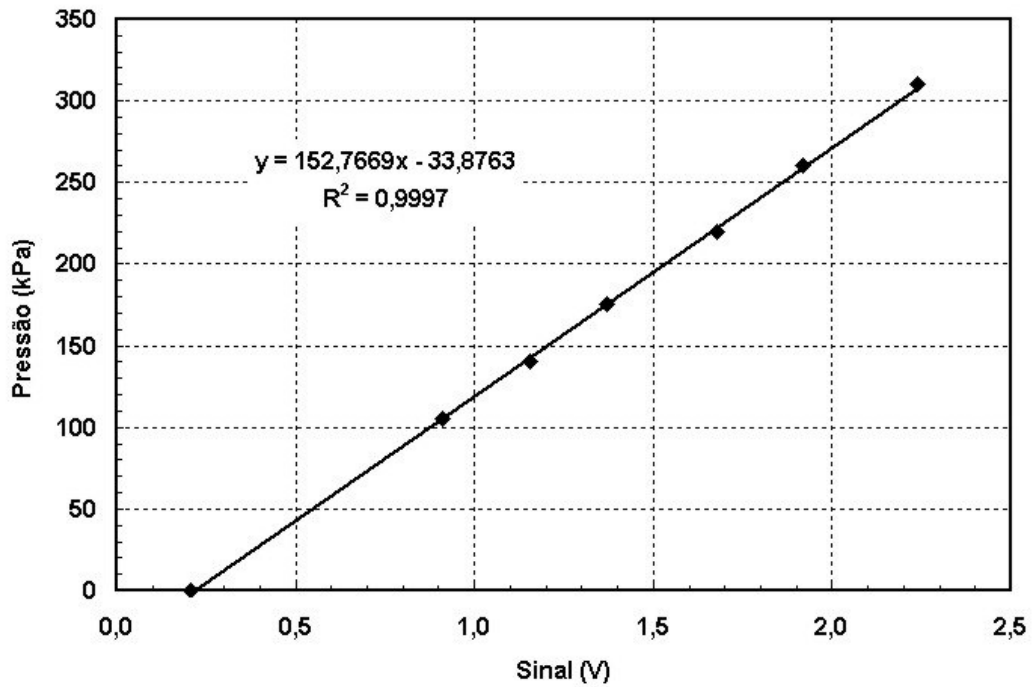
A.5. Sensor de Pressão MPX-5700DP - PPC

FIGURA A.5 - Curva de Calibração MPX-5700DP - PPC

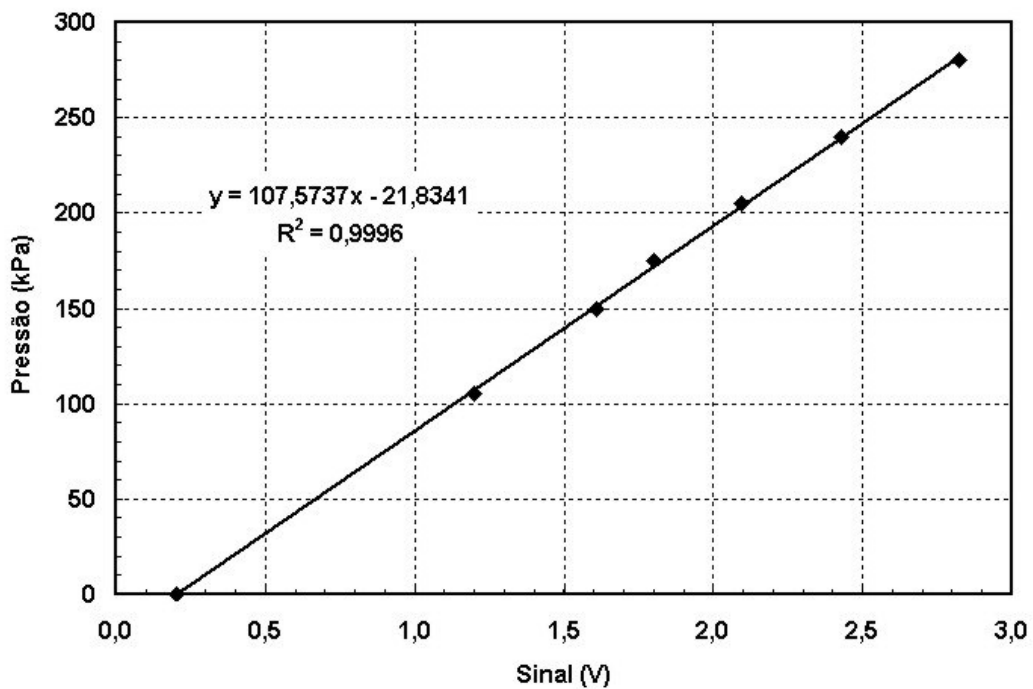
A.6. Sensor de Pressão MPX-5500DP - PEB

FIGURA A.6 - Curva de Calibração MPX-5500DP - PEB

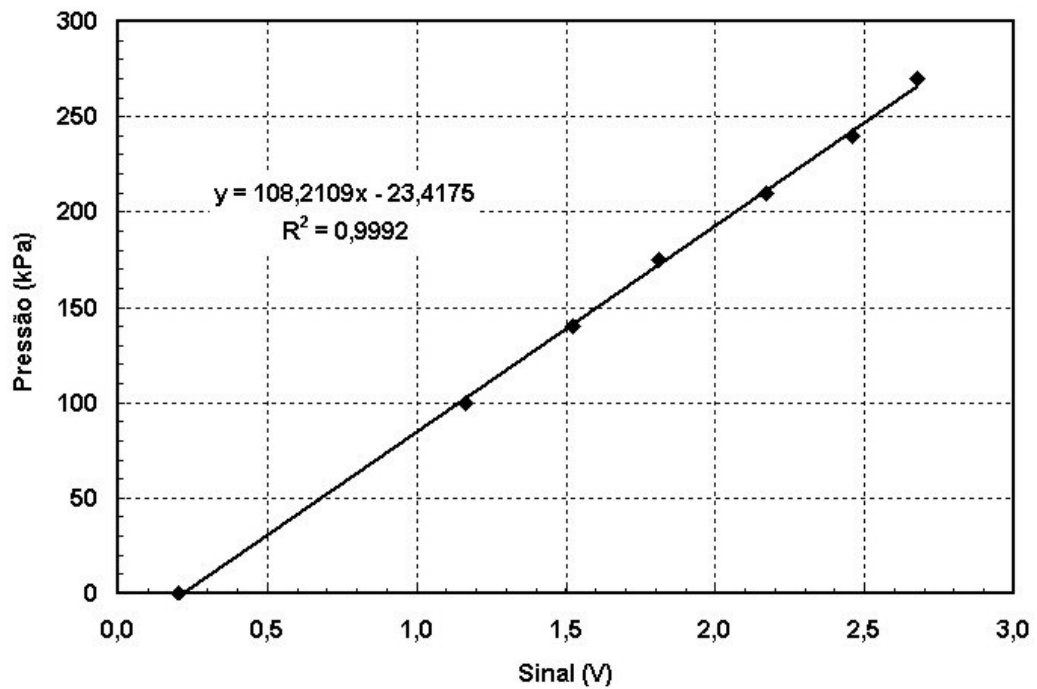
A.7. Sensor de Pressão MPX-5500DP - PET

FIGURA A.7 - Curva de Calibração MPX-5500DP - PET

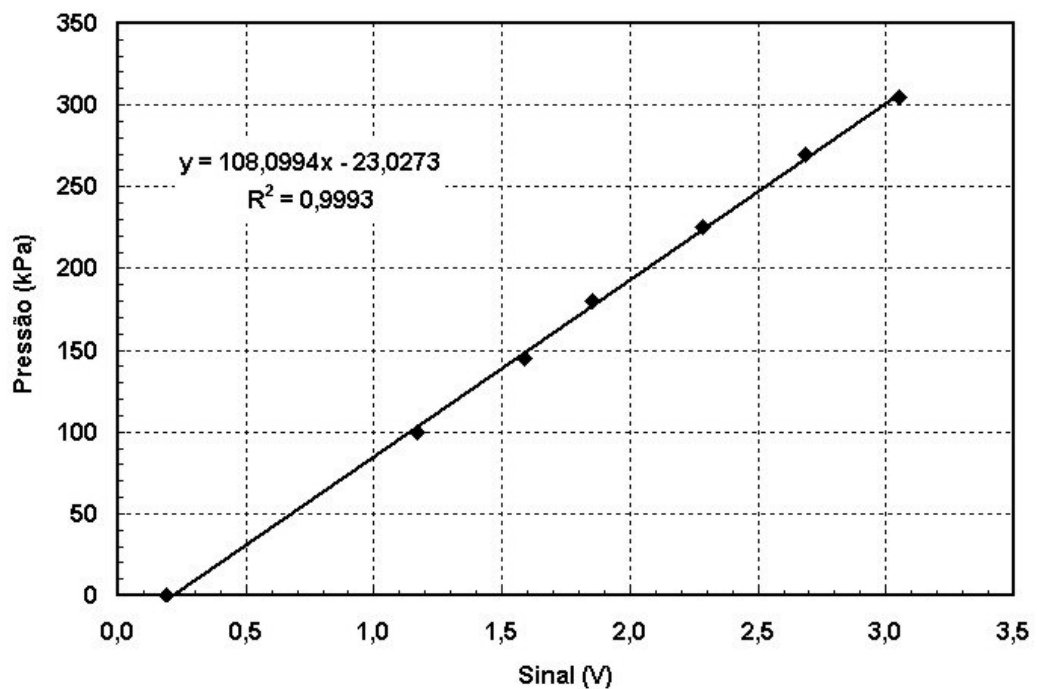
A.8. Sensor de Pressão MPX-5500DP - PST

FIGURA A.8 - Curva de Calibração MPX-5500DP - PET

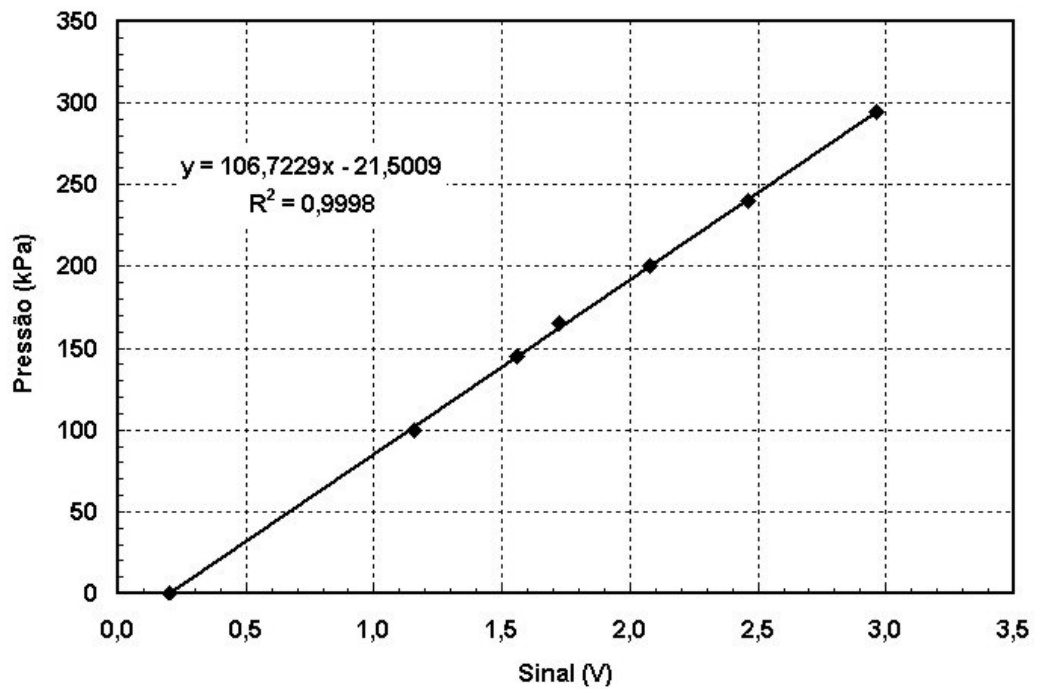
A.9. Sensor de Pressão MPX-5500DP - PPT

FIGURA A.9 - Curva de Calibração MPX-5500DP - PPT

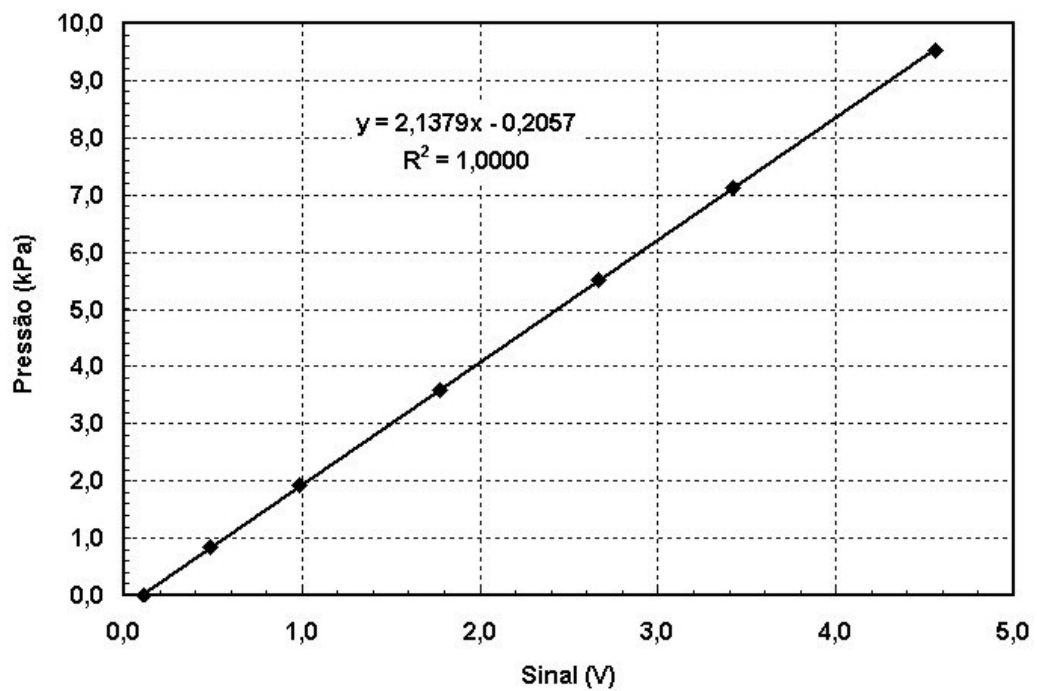
A.10. Sensor de Pressão MPX-5010DP - dPOT

FIGURA A.10 - Curva de Calibração MPX-5010DP - dPOT

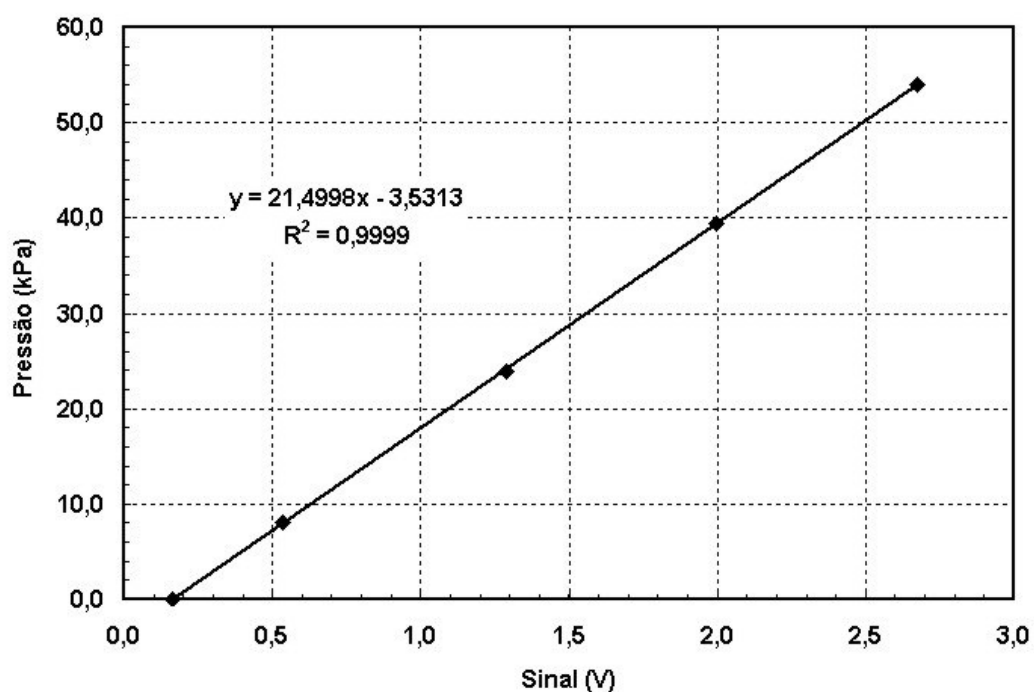
A.11. Sensor de Pressão MPX-5100DP - PS

FIGURA A.11 - Curva de Calibração MPX-5100DP - PS

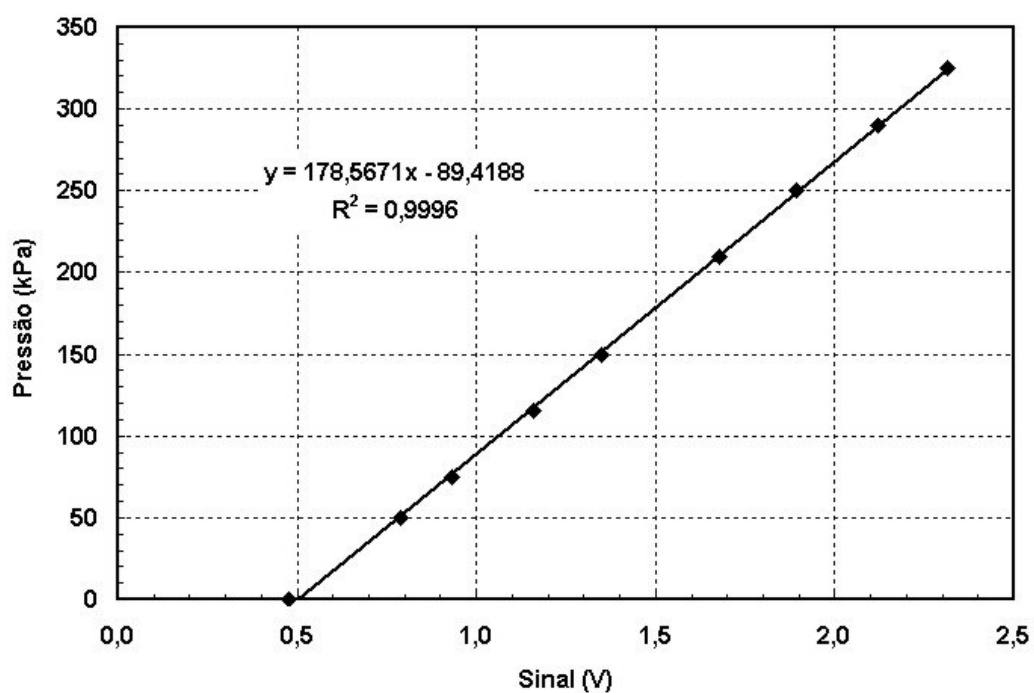
A.12. Sensor de Pressão SB48-100V - PF

FIGURA A.12 - Curva de Calibração SB48-100V - PF

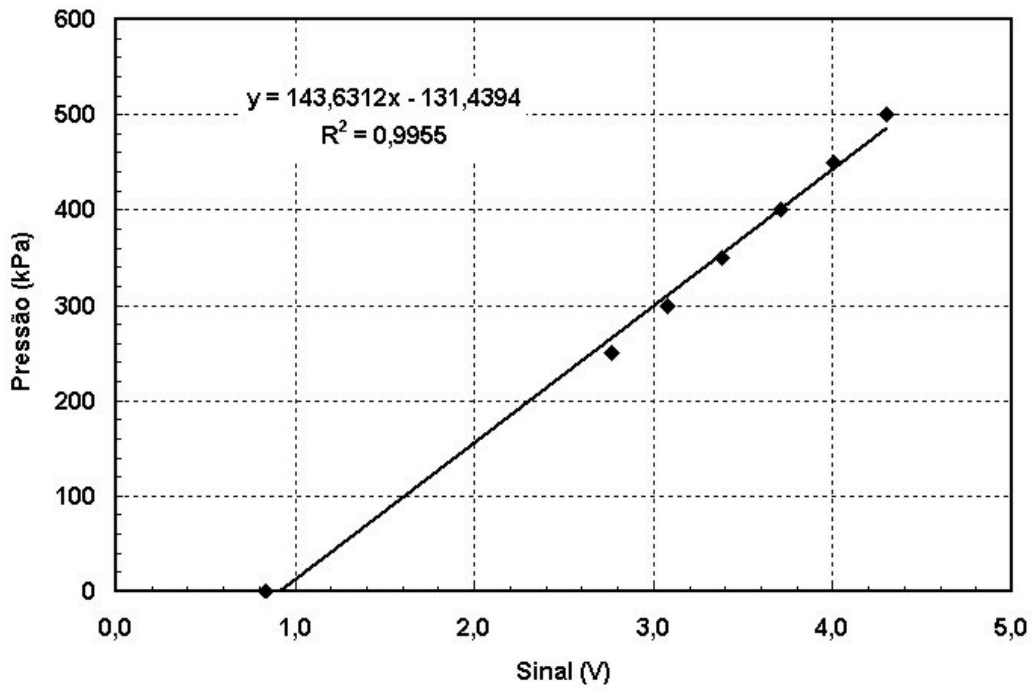
A.13. Sensor de Pressão MPX-5700AP - POIL

FIGURA A.13 - Curva de Calibração MPX-5700AP - POIL

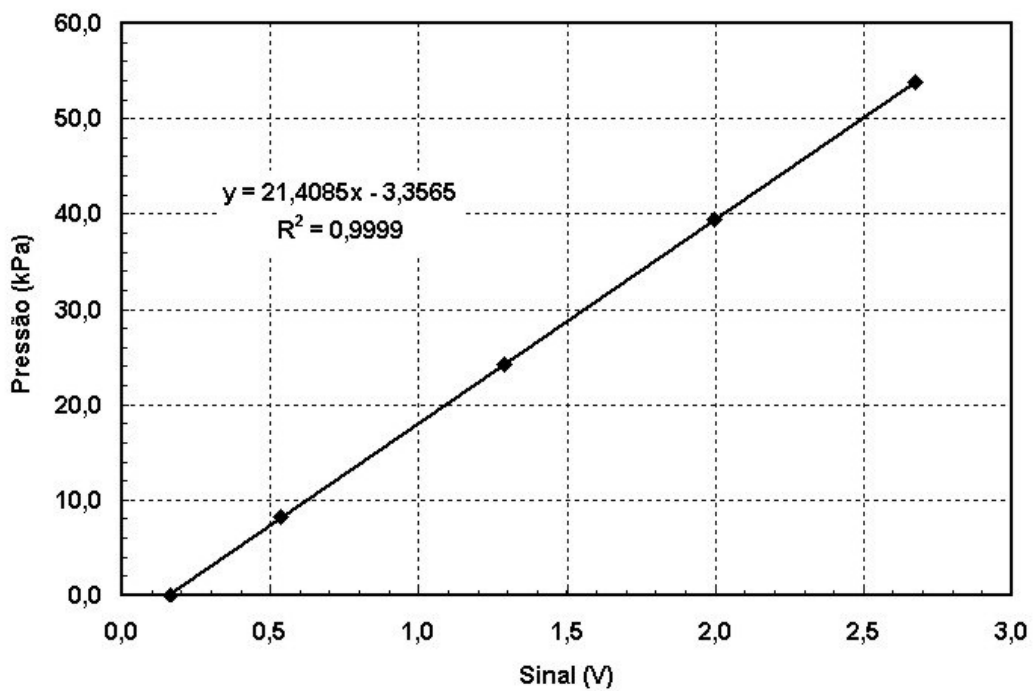
A.14. Sensor de Pressão MPX-5100DP - dPVF

FIGURA A.14 - Curva de Calibração MPX-5100DP - dPVF

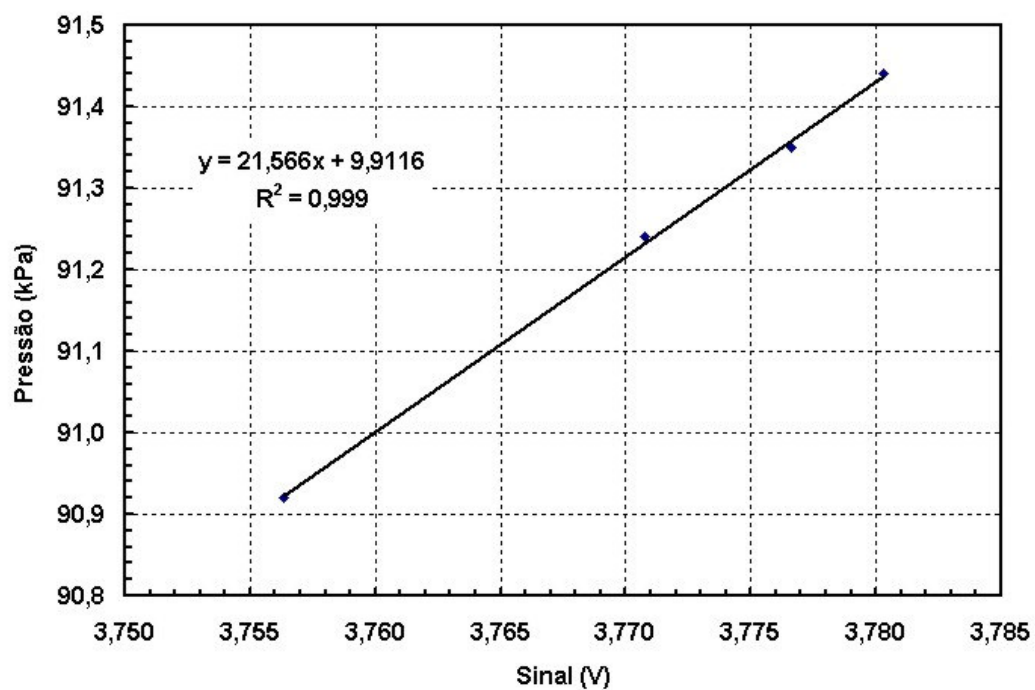
A.15. Sensor de Pressão MPX-5100AP - PATM

FIGURA A.15 - Curva de Calibração MPX-5100AP - PATM

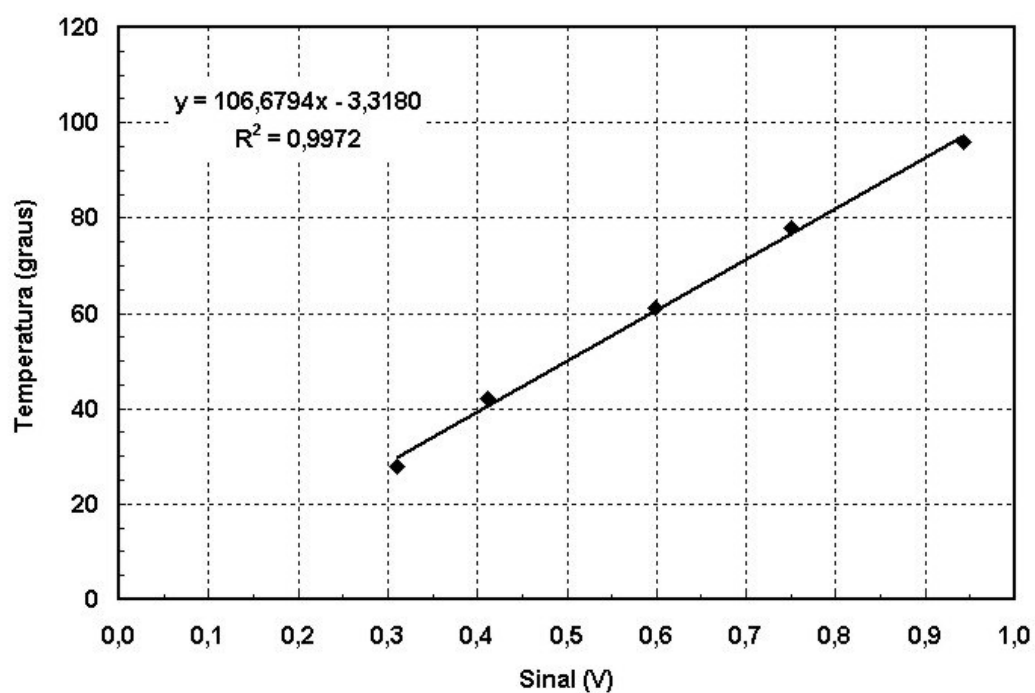
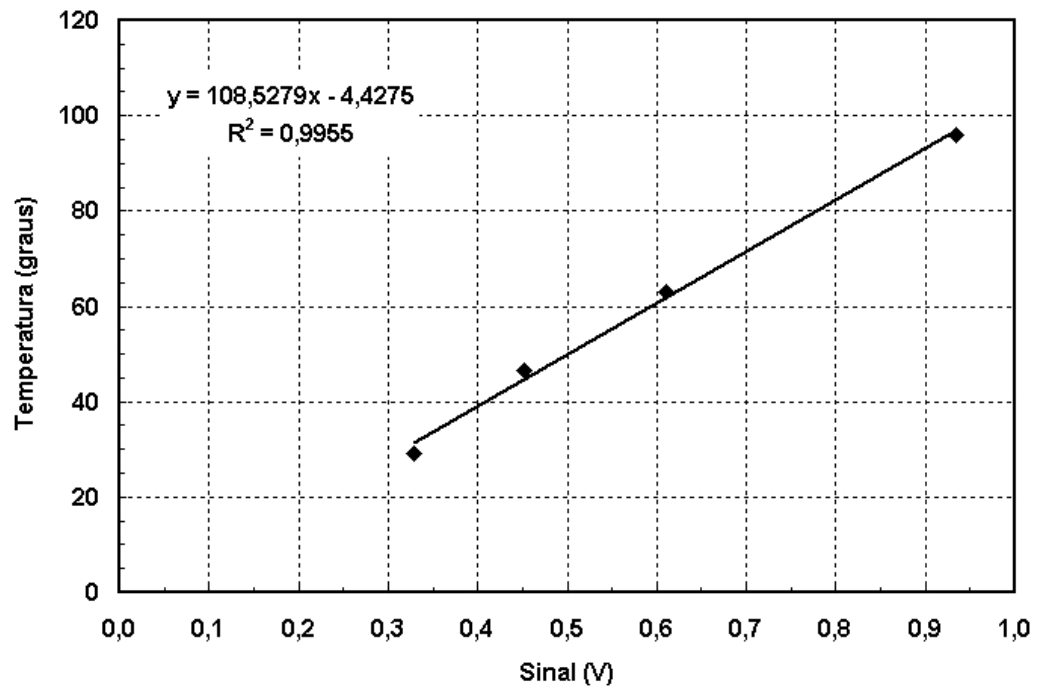
A.16. Sensor de Temperatura LM-35 - TADM

FIGURA A.16 - Curva de Calibração LM-35 - TADM

A.17. Sensor de Temperatura LM-35 - TEC

aaa

FIGURA A.17 - Curva de Calibração LM-35 - TEC

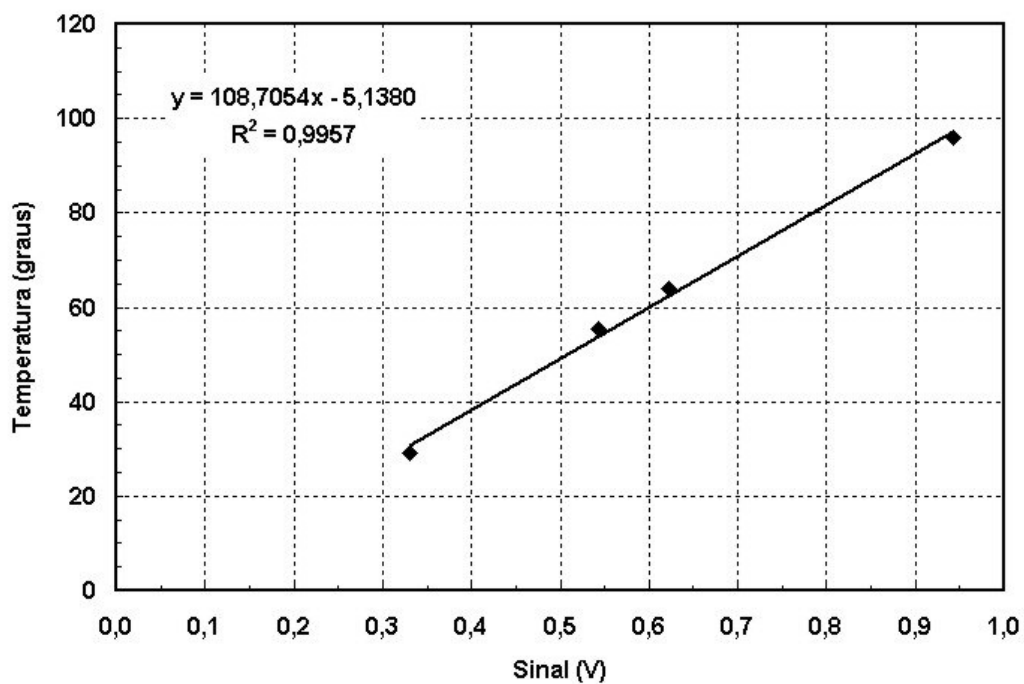
A.18. Sensor de Temperatura LM-35 - TOIL

FIGURA A.18 - Curva de Calibração LM35 - TOIL

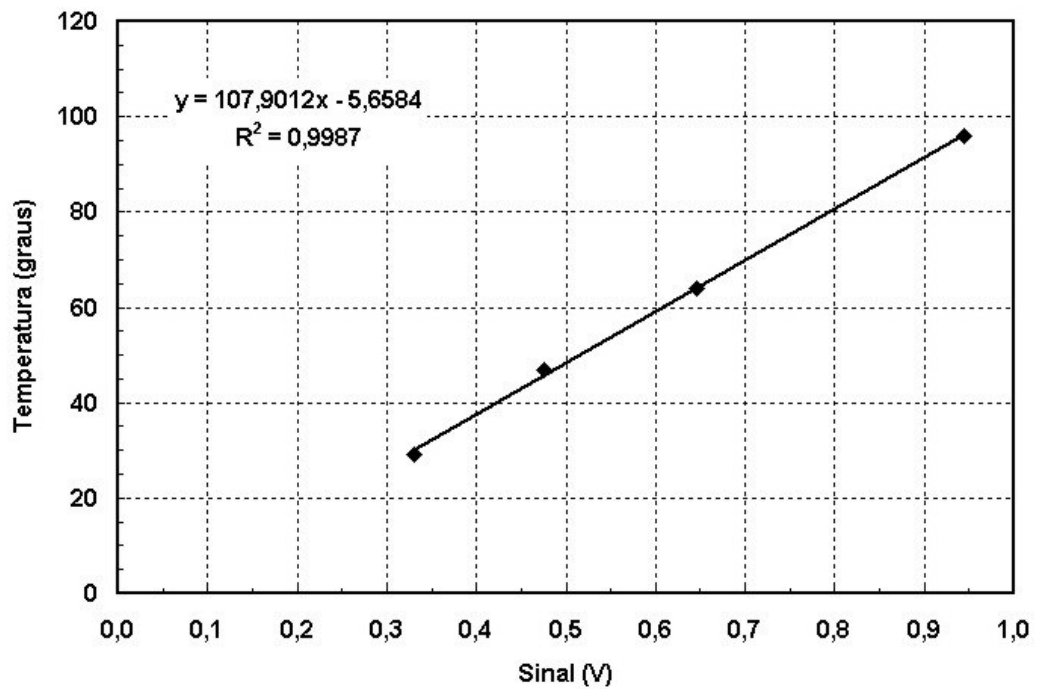
A.19. Sensor de Temperatura LM-35 - TF

FIGURA A.19 - Curva de Calibração LM35 - TF

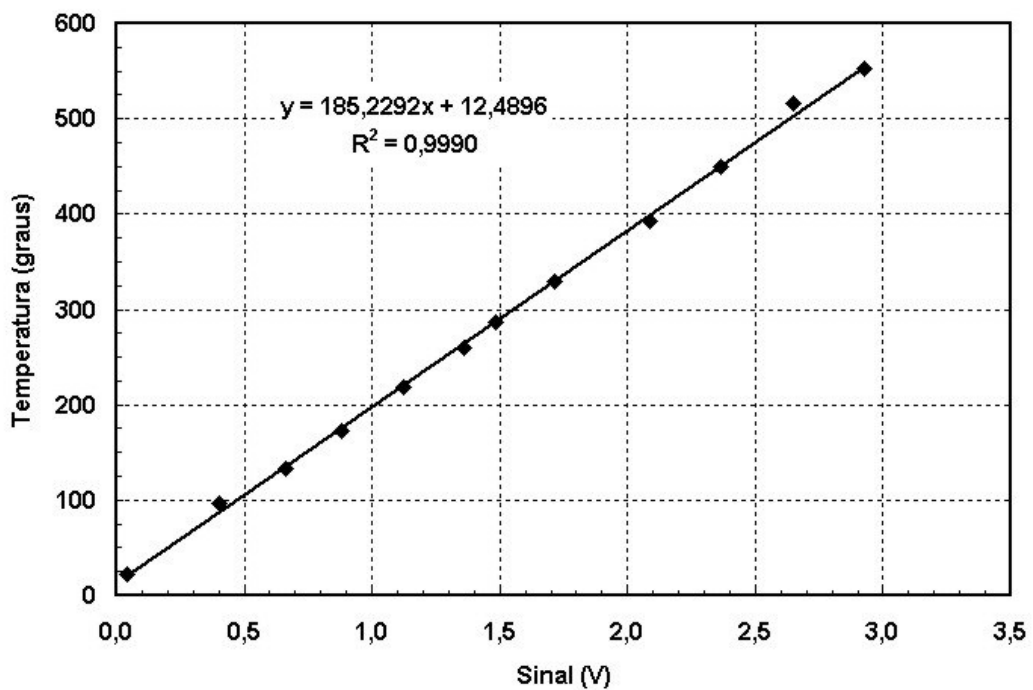
A.20. Termopar tipo K - TSC

FIGURA A.20 - Curva de Calibração Termopar K - TSC

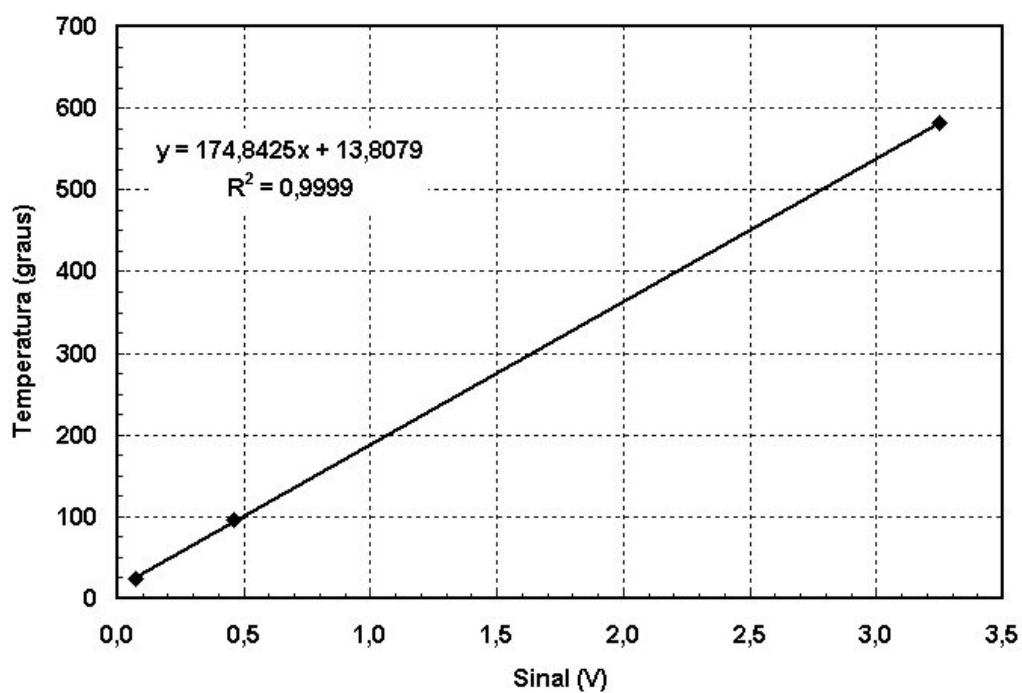
A.21. Termopar tipo K - TPC

FIGURA A.21 - Curva de Calibração Termopar K - TPC

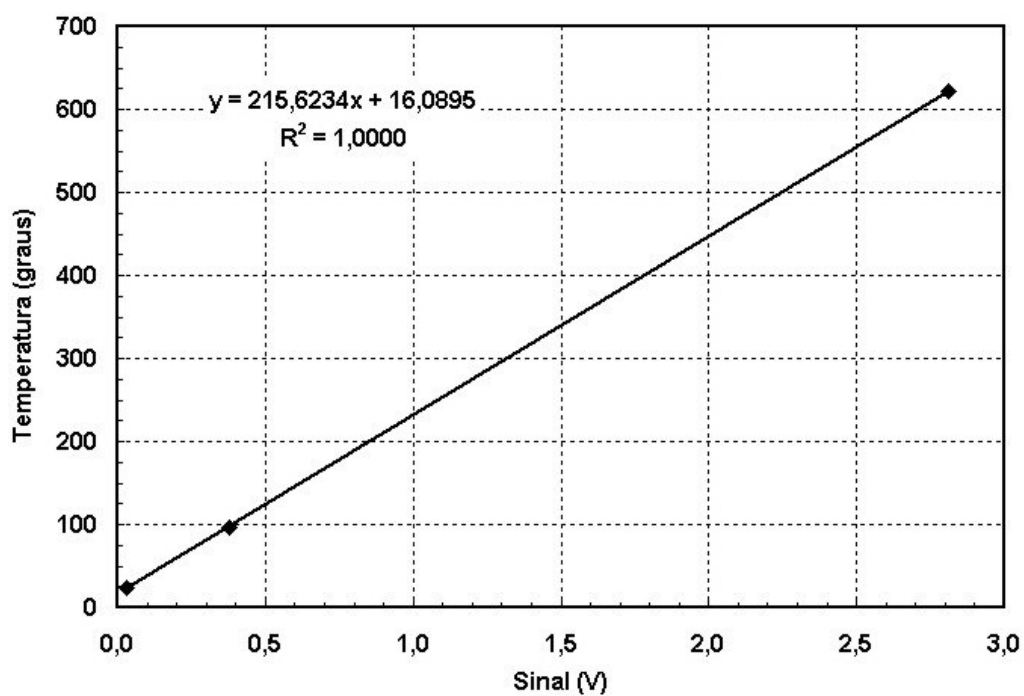
A.22. Termopar tipo K - TEB

FIGURA A.22 - Curva de Calibração Termopar K - TEB

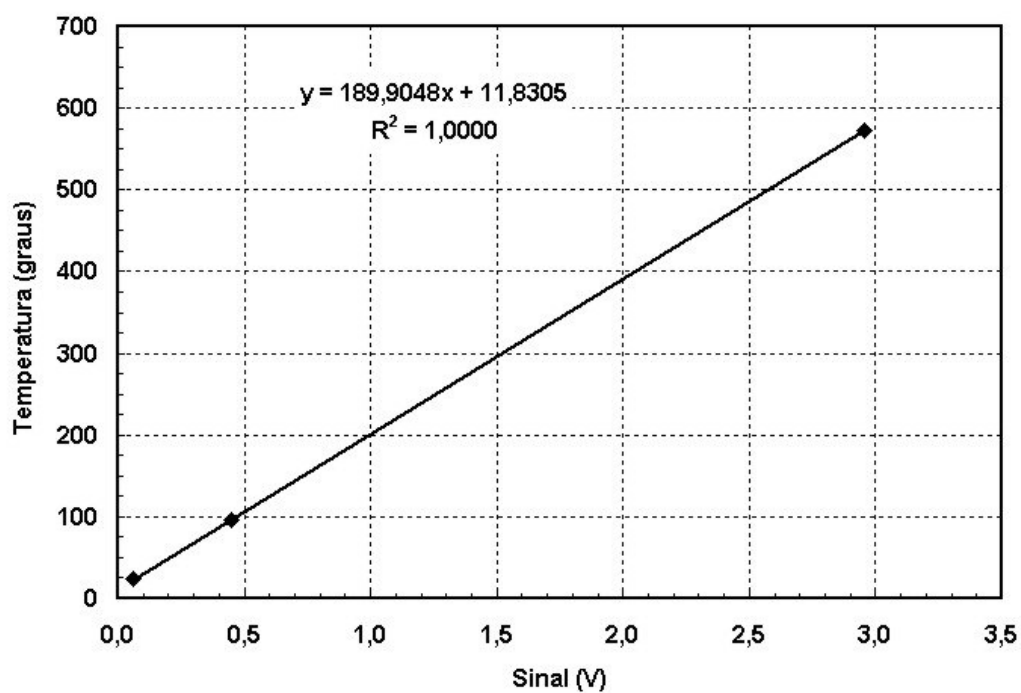
A.23. Termopar tipo K - TTC

FIGURA A.23 - Curva de Calibração Termopar K – TTC

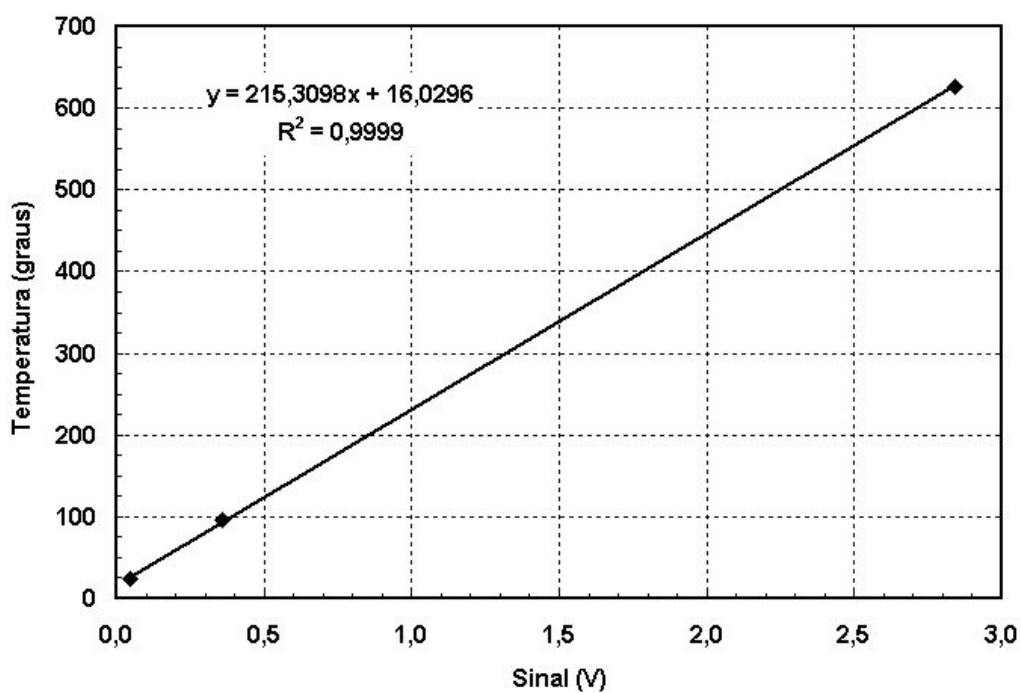
A.24. Termopar tipo K - TET

FIGURA A.24 - Curva de Calibração Termopar K - TET

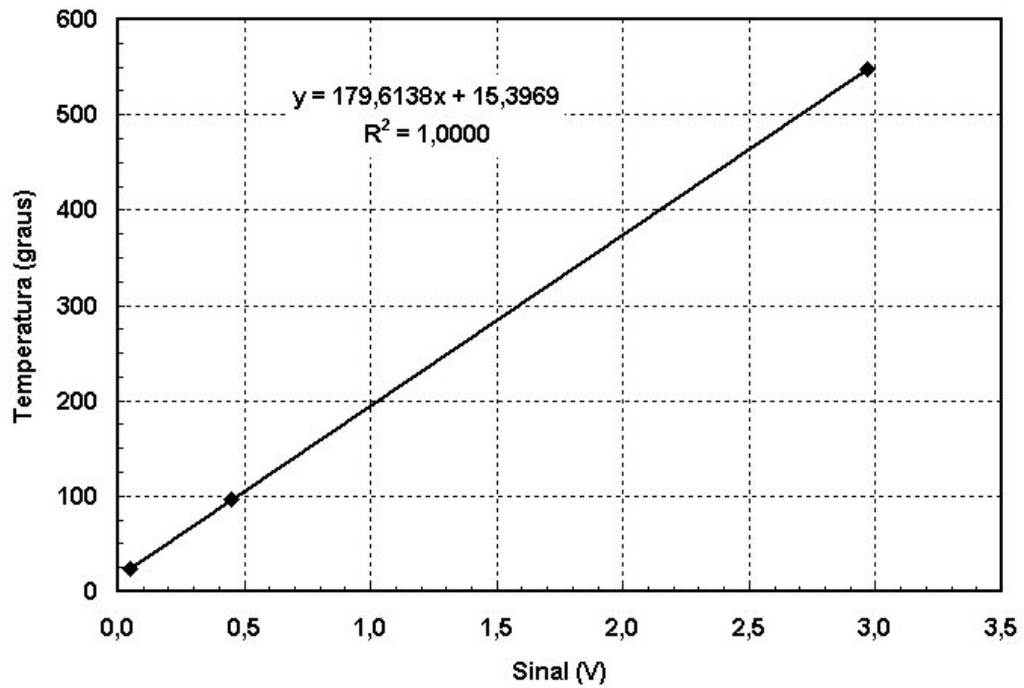
A.25. Termopar tipo K - TST

FIGURA A.25 - Curva de Calibração Termopar K - TST

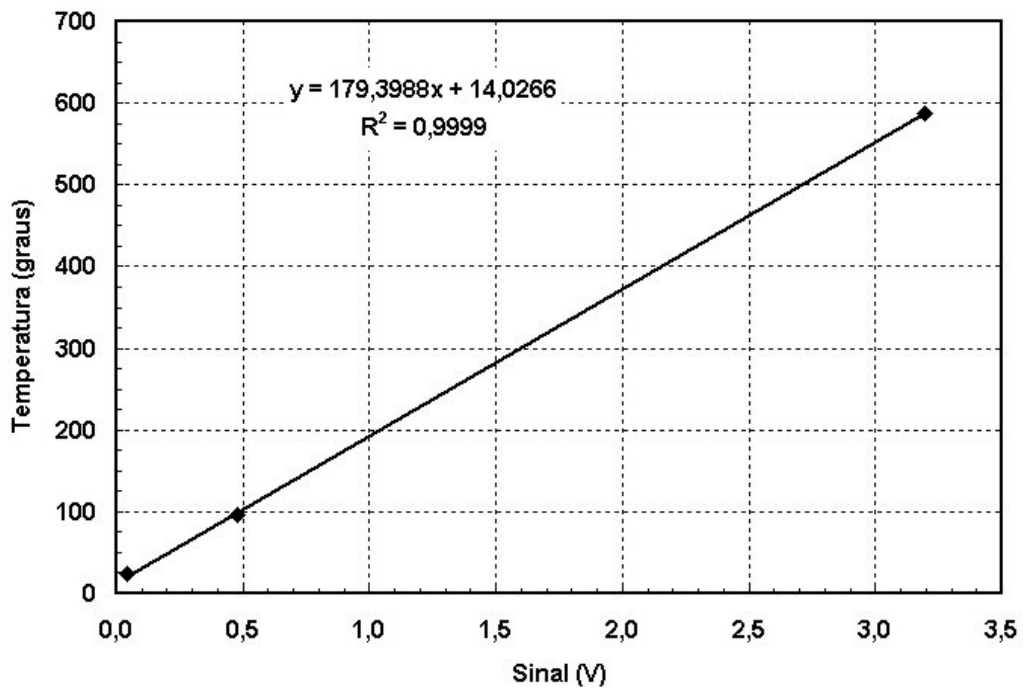
A.26. Termopar tipo K - TPT

FIGURA A.26 - Curva de Calibração Termopar K - TPT

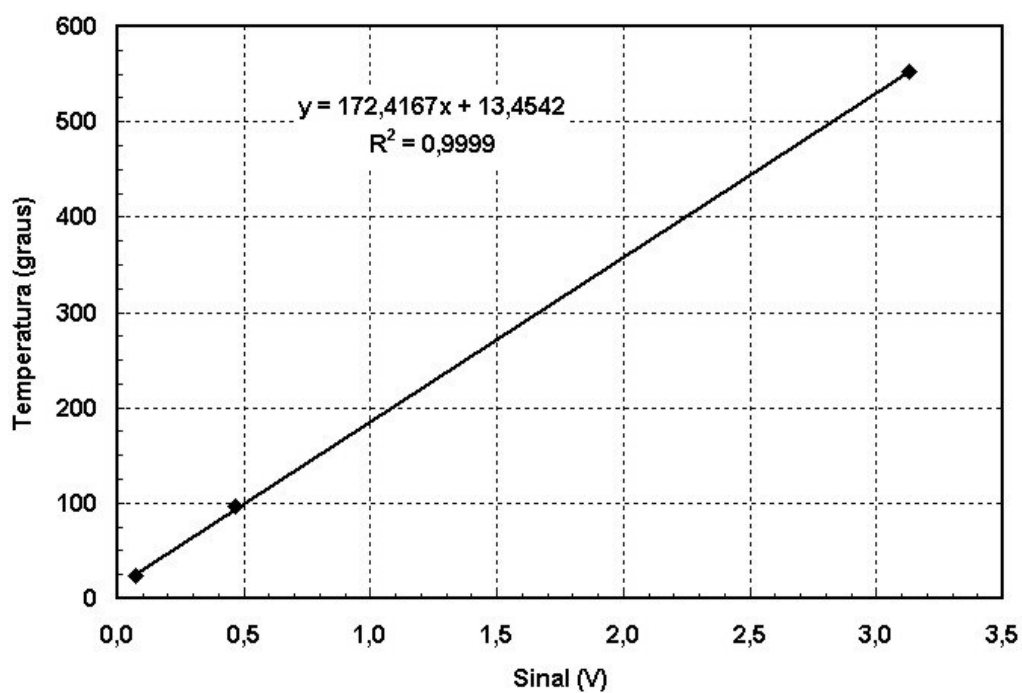
A.27. Termopar tipo K - TSPT

FIGURA A.27 - Curva de Calibração Termopar K - TSPT

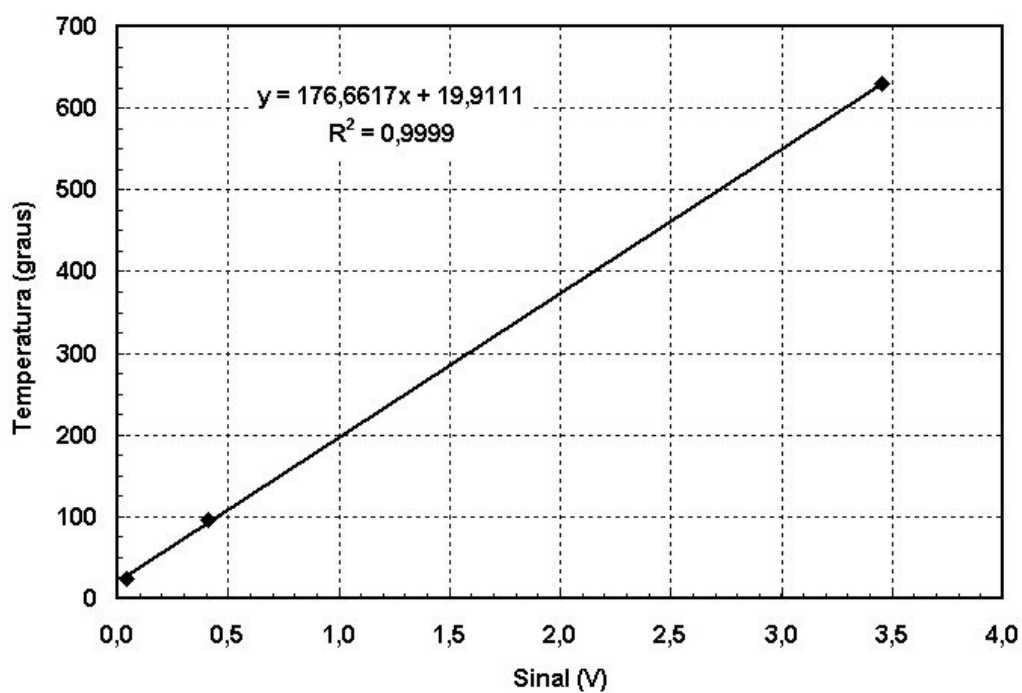
A.28. Termopar tipo K - TEXS

FIGURA A.28 - Curva de Calibração Termopar K - TEXS

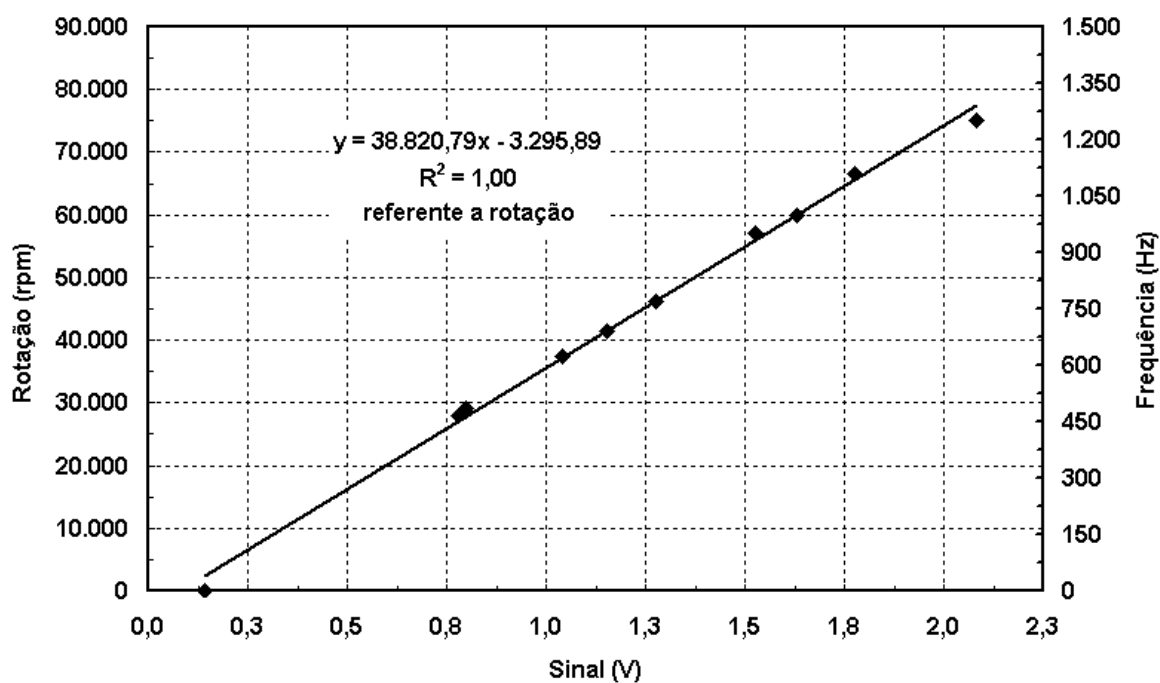
A.29. Tacômetro Ótico - ROT

FIGURA A.29 - Curva de Calibração Tacômetro Ótico - ROT

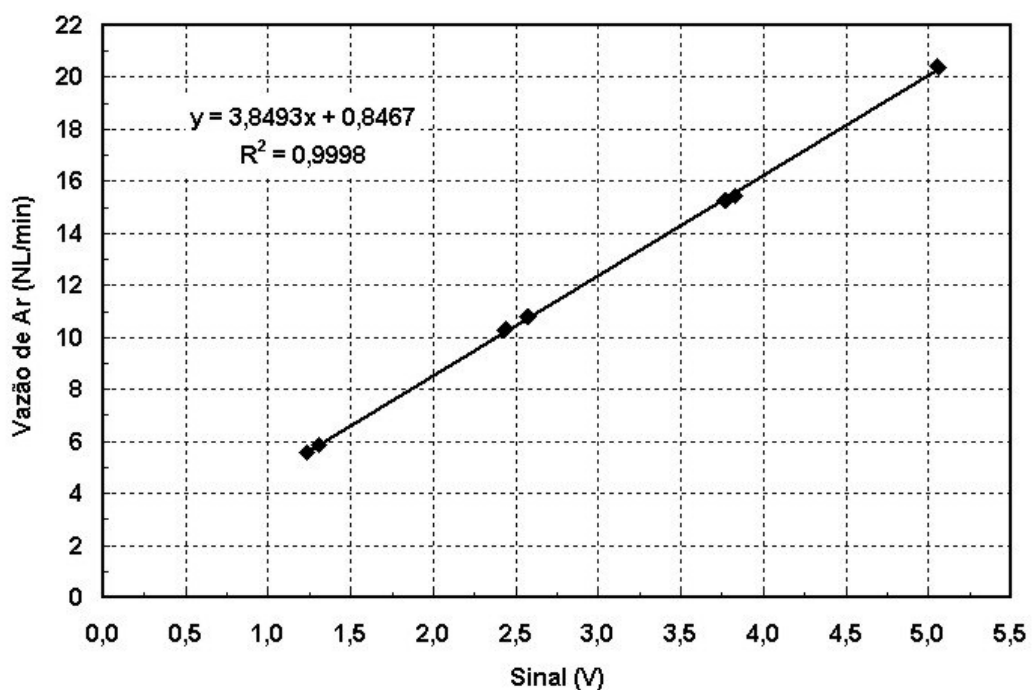
A.30. Medidor Térmico de Vazão Mássica GFM37

FIGURA A.30 - Curva de Calibração Medidor Térmico de Vazão Mássica GFM37

ANEXO B - CÁLCULO DAS INCERTEZAS COMBINADAS

B.1. Método de Cálculo das Incertezas Combinadas

O cálculo das incertezas combinadas (u_C) geralmente envolve dois métodos principais: o por cálculo de derivadas e por combinação de incertezas absolutas e relativas. O método de derivadas é o mais comumente empregado, entretanto, esse apresenta em alguns casos uma grande dificuldade quando a expressão a ser derivada é complexa. Nestes casos, pode-se aplicar o método de combinação das incertezas absolutas e relativas de acordo com a expressão abaixo (Vuolo, 1999):

$$u_C(y) = y \cdot \sqrt{\left(\frac{u_1}{x_1}\right)^2 + \left(\frac{u_2}{x_2}\right)^2 + \left(\frac{u_3}{x_3}\right)^2 + \dots + \left(\frac{u_n}{x_n}\right)^2} \quad (\text{B.1})$$

Onde $\left(\frac{u_n}{x_n}\right)^2$ são as incertezas relativas das grandezas de medição dos parâmetros diretos, mostradas na TABELA 7.2, expressas também como o desvio-padrão relativo. Nos itens a seguir serão apresentadas as tabelas com as incertezas combinadas das grandezas necessárias para avaliar o desempenho do conjunto turbocompressor e da câmara de combustão. Empregou-se o método de cálculo por combinações de incertezas relativas devido à complexidade de derivação de algumas expressões.

B.2. Incertezas Relativas ao Compressor

TABELA B.1 - Incerteza Combinada da Vazão Mássica do Compressor

parâmetro	relativa
temperatura de admissão de ar	0,84%
pressão de admissão de ar	0,94%
depressão na placa de orifício	1,10%
diâmetro do orifício	0,02%
incerteza combinada da vazão mássica no compressor	1,67%

TABELA B.2 - Incerteza Combinada da Eficiência Politrópica

parâmetro	relativa
temperatura na entrada do compressor	0,84%
temperatura na saída do compressor	4,50%
pressão na entrada do compressor	0,94%
pressão na saída do compressor	1,77%
incerteza combinada da eficiência politrópica	5,00%

TABELA B.3 - Incerteza Combinada da Razão de Compressão

parâmetro	relativa
pressão na entrada do compressor	0,94%
pressão na saída do compressor	1,77%
incerteza combinada da razão de compressão	2,00%

B.3. Incertezas Relativas a Turbina

TABELA B.4 - Incerteza Combinada do Coeficiente de Descarga da Turbina

parâmetro	relativa
temperatura de entrada da turbina	4,50%
pressão de entrada da turbina	1,80%
depressão na turbina	2,55%
vazão mássica no compressor	1,67%
incerteza combinada do coeficiente de descarga na turbina	5,72%

TABELA B.5 - Incerteza Combinada da Razão de Expansão

parâmetro	relativa
pressão na entrada da turbina	1,80%
pressão na saída da turbina	1,80%
incerteza combinada da razão de expansão	2,55%

TABELA B.6 - Incerteza Combinada da Vazão Mássica na Turbina

parâmetro	relativa
temperatura de entrada da turbina	4,50%
pressão de entrada da turbina	1,80%
depressão na turbina	2,55%
coeficiente de descarga da turbina	5,72%
incerteza combinada da vazão mássica na turbina	7,92%

TABELA B.7 - Incerteza Combinada da Eficiência Politrópica

parâmetro	relativa
temperatura na entrada da turbina	4,50%
temperatura na saída da turbina	4,50%
pressão na entrada da turbina	1,80%
pressão na saída da turbina	1,80%
incerteza combinada da eficiência politrópica	6,85%

B.4. Incertezas Relativas a Câmara de Combustão

TABELA B.8 - Incerteza Combinada do Coeficiente de Descarga do Tubo Venturi

parâmetro	relativa
vazão mássica no medidor GFM37	0,50%
temperatura do ar atmosférico	0,84%
pressão do ar atmosférico	0,94%
diâmetro da garganta do venturi	2,50%
depressão no tubo venturi	0,94%
incerteza combinada do coeficiente de descarga do venturi	3,00%

TABELA B.9 - Incerteza Combinada da Vazão Mássica de Combustível

parâmetro	relativa
coeficiente de descarga do tubo venturi	3,00%
temperatura do combustível	0,84%
pressão de injeção de combustível	1,96%
diâmetro da garganta do venturi	2,50%
depressão no tubo venturi	0,94%
incerteza combinada da vazão mássica de combustível	4,54%

TABELA B.10 - Incerteza Combinada do Coeficiente de Descarga do Bico Injetor

parâmetro	relativa
temperatura do combustível	0,84%
pressão de injeção de combustível	1,96%
pressão no regulador	1,25%
diâmetro do bico injetor	4,00%
incerteza combinada da vazão mássica de combustível	4,70%

ANEXO C - OPERAÇÃO DO CONJUNTO MP-O4B

C.1. Fotos de Operação do Turbocompressor MP-O4B

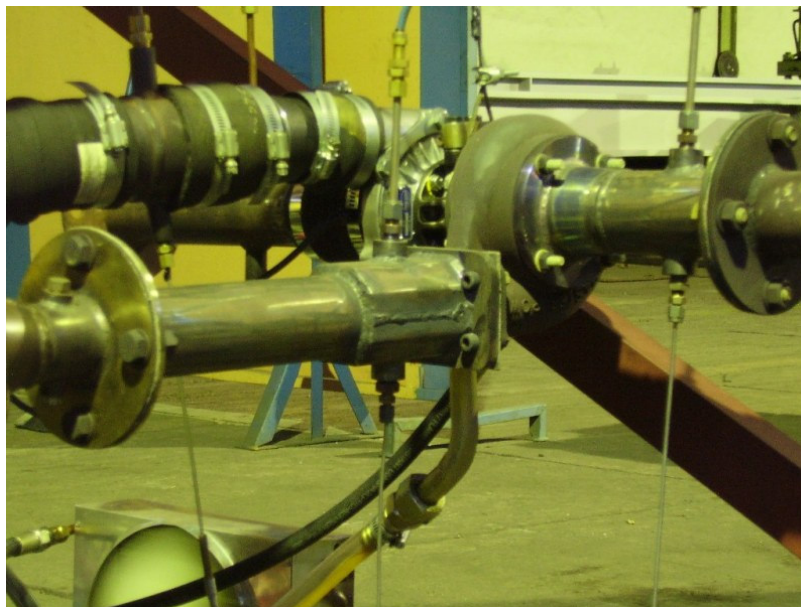


FIGURA C.1 - Imagem do Turbocompressor MP-O4B
rotação zero e temperatura ambiente

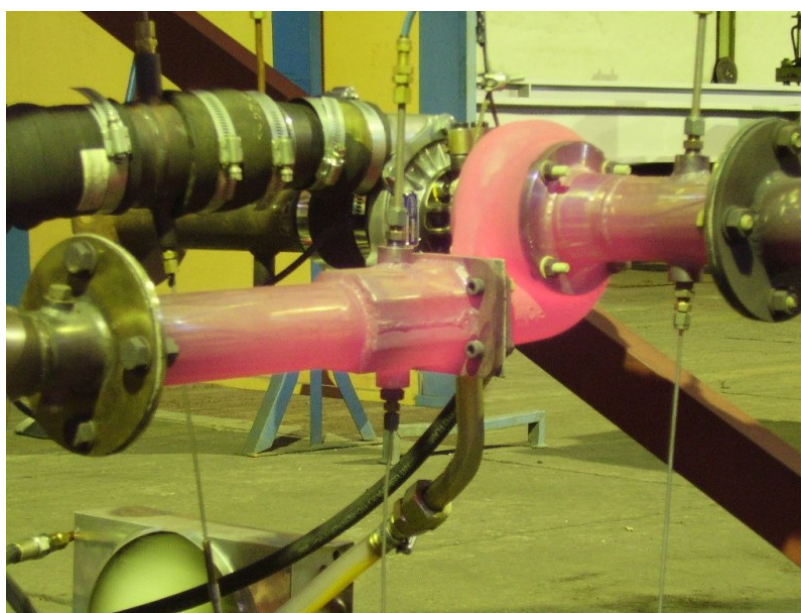


FIGURA C.2 - Imagem do Turbocompressor MP-O4B
rotação de 105.000 rpm e temperatura na turbina de 850 °C