

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial

Pedro Moritz Penteado

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
ENSAIO DE FADIGA POR IMPACTO EM
VÁLVULAS DE COMPRESSORES DE
REFRIGERAÇÃO**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Santa Catarina
para obtenção do grau de Mestre em Metrologia

Orientador: Carlos Alberto Flesch, Dr.Eng.

Florianópolis, setembro de 2009

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIO DE FADIGA POR IMPACTO EM VÁLVULAS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

Pedro Moritz Penteado

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de

“MESTRE EM METROLOGIA”

e aprovada na sua forma final pelo

Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial

Prof. Carlos Alberto Flesch, Dr.Eng.

ORIENTADOR

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Júnior, Dr. Eng.

COORDENADOR DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Marco Antônio Martins Cavaco, Ph.D

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D

Prof. César José Deschamps, Ph.D

Eng. Marco Aurélio de Oliveira, M.Sc

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Carlos Eduardo e Maria Odete, aos meus irmãos, Clara e Fernando, e à minha namorada, Ana Paula, pelo carinho, paciência e total apoio.

Ao meu orientador, Prof. Carlos Alberto Flesch, pela competência, confiança e importante orientação prestada desde 2006.

Aos colegas de laboratório, que de alguma forma contribuíram para o presente trabalho.

Aos colaboradores da Embraco, pela orientação técnica e apoio. Em especial ao Marco Aurélio, André, Rodrigo e Marcelo, pela importante colaboração.

À Whirpool e à FINEP, pelo financiamento do trabalho e pela oportunidade.

RESUMO

Compressores de refrigeração são projetados para apresentar alta eficiência termodinâmica, alta confiabilidade e baixos níveis de ruído. Essas características são fortemente dependentes do comportamento das válvulas de sucção e descarga. Devido às elevadas cargas mecânicas aplicadas às válvulas, seu projeto exige especial atenção. Entre os possíveis modos de falha, a fadiga de impacto – caracterizada por repetidos impactos da válvula contra o seu assento – é a mais crítica no que concerne à ocorrência e à dificuldade de prevenção.

Desenvolveu-se no presente trabalho uma bancada integralmente automatizada de ensaio de fadiga por impacto de válvulas de sucção, que controla a intensidade do impacto e a frequência do movimento, permitindo a quebra da válvula sob condições controladas. O número de ciclos suportados é utilizado como indicativo da resistência à fadiga de impacto da válvula analisada.

Resultou um recurso experimental passível de ser utilizado na determinação das propriedades de resistência à fadiga de impacto, que permite a realização de ensaios de conformidade e comparações entre diferentes modelos de válvulas. O sistema desenvolvido gerou uma importante ferramenta de auxílio à pesquisa e desenvolvimento de novos projetos de válvulas para compressores de refrigeração, suprimindo uma significativa carência do setor. Este trabalho representa uma inovação tecnológica, por não existirem no mercado sistemas que possibilitem a realização de ensaios de válvulas utilizadas em compressores de refrigeração.

ABSTRACT

Refrigeration compressors are designed to provide high thermodynamic efficiency, high reliability and low noise levels. These characteristics are strongly dependent on the behavior of suction and discharge valves. Due to high mechanical loads applied to the valves, their design require special attention. Among the possible failure modes, the impact fatigue - characterized by repeated impacts of the valve against its seat - is the most critical regarding occurrence and difficulty of prevention.

In this work a fully automated test bench for the impact fatigue of suction valves was developed, which controls the intensity of the impact and frequency of movement, allowing one to analyze the valve failure under controlled conditions. The number of cycles incurred is used to estimate the impact fatigue strength of the tested valve.

An experimental feature that can be used in determining the properties of impact fatigue strength, enabling the completion of conformance testing and comparison of different valve models was developed. The present work has generated an important tool to aid research and development of new valve designs for refrigeration compressors, supplying a significant shortage in this industry. The developed system represents a technological innovation, as there are not commercial systems that enable the testing of valves used in refrigeration compressors.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Compressor alternativo hermético e seus principais componentes ^[5] ...	20
Figura 2 - Funcionamento do circuito de refrigeração	21
Figura 3 - Funcionamento das válvulas automáticas de compressores	22
Figura 4 - Diagrama pressão-ângulo de manivela ideal	23
Figura 5 - Diagrama pressão-volume ideal.....	23
Figura 6 - Diagrama pressão-volume real	24
Figura 7 - Aproximação do diagrama pressão-volume na região de descarga	24
Figura 8 - Funcionamento das válvulas tipo palheta	25
Figura 9 - Algumas variações de válvulas tipo palheta ^[13]	25
Figura 10 - Principais tensões sofridas pela válvula a cada ciclo	31
Figura 11 - Locais de concentração de deformação devido à flexão	32
Figura 12 - Exemplo de válvula danificada devido à fadiga de impacto.....	33
Figura 13 - Resultados da análise por elementos finitos considerando o “efeito chicote” ^[26]	35
Figura 14 - Comparação entre o diagrama pressão-volume para uma válvula sem falha (em negrito) e uma válvula perfurada ^[41]	38
Figura 15 - Comparação entre o diagrama de pressão pelo tempo para uma válvula sem falha (em negrito) e uma válvula perfurada ^[41]	38
Figura 16 - Relação entre a resistência à fadiga de impacto e a capacidade de amortecimento ^[22]	42
Figura 17 - Relação entre a velocidade de impacto e a tensão na superfície da válvula para diferentes espessuras ^[39]	43
Figura 18 - Relação entre a espessura da válvula e a resistência à tração ^[43]	44
Figura 19 - Relação entre a espessura da válvula e a resistência à flexão ^[43]	44

Figura 20 - Tamboreamento de peças	46
Figura 21 - Relação entre as tensões residuais e a resistência à fadiga de impacto ^[20]	47
Figura 22 - Relação entre a velocidade e a tensão de impacto da válvula ^[39]	51
Figura 23 – Relação entre a velocidade e a força de impacto ^[27]	52
Figura 24 - Funcionamento da bancada experimental.....	69
Figura 25 - Sistema de medição de deslocamento <i>eddy</i> adquirido.....	71
Figura 26 - Controlador e sensor do sistema de medição de fibra óptica	72
Figura 27 - Acelerômetro piezorresistivo Endevco modelo 71	73
Figura 28 - Transdutor de pressão Endevco 8530B-200	73
Figura 29 - Fixação do motor elétrico	75
Figura 30 - Discos com perfurações.....	76
Figura 31 - Sistema de discos perfurados montado	77
Figura 32 - Ligação entre o motor e os eixos dos discos perfurados.....	77
Figura 33 - Vista explodida do mecanismo de ajuste de defasagem angular entre os discos ^[55]	78
Figura 34 - Guias para alinhamento dos componentes fixados aos eixos	79
Figura 35 - Fixação central e conjuntos de válvulas	79
Figura 36 - Montagem dos reservatórios de ar comprimido	80
Figura 37 - Reservatório de ar comprimido	81
Figura 38 - Fixação do sensor <i>eddy</i>	81
Figura 39 - Vista de seção do funcionamento do sensor <i>eddy</i>	82
Figura 40 - Gabarito para montagem do sensor <i>eddy</i>	82
Figura 41 - Fixação do sensor de fibra óptica	83
Figura 42 - Aproximação da montagem do sensor de fibra óptica.....	84

Figura 43 - Sistema de posicionamento da câmera digital	84
Figura 44 - Montagem da câmera digital na bancada experimental	85
Figura 45 - Anel de <i>Leds</i> para iluminação da válvula	86
Figura 46 - Cilindro cônico e vista de seção da montagem do conjunto de válvula	87
Figura 47 - Vista explodida do conjunto de válvula	87
Figura 48 - Tubos para o direcionamento dos pulsos de ar comprimido	88
Figura 49 - Dispositivo para contagem do número de impactos	89
Figura 50 - Bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas projetada	90
Figura 51 – Sinal gerado pelo dispositivo de contagem de número de ciclos	91
Figura 52 – Sinal do circuito eletrônico para geração de onda quadrada a partir do sinal de contagem do número de ciclos	91
Figura 53 - Diagrama esquemático do circuito pneumático	92
Figura 54 – Medições do software desenvolvido	96
Figura 55 – Detecção do instante de impacto	98
Figura 56 - Controle da velocidade de impacto	99
Figura 57 – Detecção de fratura da válvula	101
Figura 58 – Princípio de funcionamento da calibração do sistema de medição de deslocamento baseado em fibra óptica	104
Figura 59 - Princípio de funcionamento da calibração do sistema de medição de deslocamento baseado em correntes de <i>eddy</i>	105
Figura 60 – Mecanismo para o acoplamento entre o motor de passo e a mesa micrométrica	106
Figura 61 – Projeto mecânico da bancada de calibração desenvolvida	107
Figura 62 - Software de medição desenvolvido	109
Figura 63 – Velocidade de impacto da válvula em função da frequência de excitação	111
Figura 64 – Torção da válvula para diferentes frequências de excitação	112

Figura 65 - Velocidade de impacto da válvula em função da pressão da válvula proporcional	113
Figura 66 – Curvas características de resposta para os sistemas fibra óptica e correntes de <i>eddy</i>	115
Figura 67 – Curva de erros devido a não-linearidade do sistema de medição de deslocamento de fibra óptica	116
Figura 68 - Curva de erros devido a não-linearidade do sistema de medição de deslocamento de correntes de <i>eddy</i>	116
Figura 69 – Detecção do instante de impacto da válvula	119
Figura 70 – Vista aproximada da detecção do instante de impacto da válvula ...	119
Figura 71 - Gráfico de controle da velocidade de impacto da válvula.....	121
Figura 72 – Software de detecção de quebra de válvula.....	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação entre os sistemas de medição de deslocamento considerados.....	66
Tabela 2 - Cálculo da repetitividade dos sistemas de medição de deslocamento correntes de <i>eddy</i> e fibra óptica	117
Tabela 3 - Resultados do controle da velocidade de impacto.....	120

SUMÁRIO

RESUMO	4
ABSTRACT	5
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	6
LISTA DE TABELAS	10
1 INTRODUÇÃO	14
1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO	14
1.2 OBJETIVO DA DISSERTAÇÃO	16
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	17
2 VÁLVULAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	19
2.1 COMPRESSORES HERMÉTICOS E SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO	19
2.2 FUNCIONAMENTO DAS VÁLVULAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	21
2.3 INFLUÊNCIA DAS VÁLVULAS NO COMPORTAMENTO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	25
2.4 FRATURA E FADIGA DE VÁLVULAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	30
2.4.1 Fadiga por flexão	31
2.4.2 Fadiga por impacto	33
2.4.3 Efeito da quebra de válvula em compressores	37
2.5 PROJETO DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES PARA A GARANTIA DA CONFIABILIDADE	39
2.5.1 Resistência à tração	40
2.5.2 Capacidade de amortecimento	41
2.5.3 Espessura	43
2.5.4 Frequência natural	44
2.5.5 Acabamento superficial e imperfeições internas	45
2.5.6 Tensões residuais	46
2.5.7 Comparação entre válvulas de aço carbono e aço inoxidável	47
3 REVISÃO DO ESTADO DA ARTE NA IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DE QUEBRA DE VÁLVULAS	49
3.1 DETERMINAÇÃO DA GRANDEZA A SER UTILIZADA COMO INDICATIVO DA INTENSIDADE DE IMPACTO	49

3.2 BANCADAS EXPERIMENTAIS DE ENSAIO DE VÁLVULAS	53
4 PROPOSTA DE ABORDAGEM PARA DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIO DE VÁLVULAS	56
4.1 OBTENÇÃO DA VELOCIDADE DE IMPACTO	56
4.2 DEFINIÇÃO DE REQUISITOS DA BANCADA DE ENSAIO DE VÁLVULAS..	57
4.2.1 Dados a serem gerados	57
4.2.2 Detecção do instante de impacto	57
4.2.3 Controle da velocidade de impacto	58
4.2.4 Detecção de quebra de válvula	58
4.2.5 Contagem do número de ciclos	59
4.2.6 Requisitos metrológicos e operacionais	59
4.3 MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTO.....	60
4.3.1 Requisitos do sistema de medição de deslocamento	60
4.3.2 Sistemas de medição de deslocamento considerados	61
4.3.2.1 Sistema de correntes de <i>eddy</i>	62
4.3.2.2 Sistema capacitivo.....	63
4.3.2.3 Vibrômetro laser doppler	63
4.3.2.4 Sistema de fibra óptica.....	64
4.3.2.5 Laser interferométrico	65
4.3.2.6 Tabela comparativa	66
5 DESENVOLVIMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL DE ENSAIO DE VÁLVULAS.....	68
5.1 DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA FÍSICA.....	68
5.1.1 Funcionamento da bancada experimental.....	68
5.1.2 Componentes utilizados	70
5.1.3 Projeto mecânico	74
5.1.5 Circuito para contagem do número de ciclos e geração de <i>trigger</i> para a câmera.....	90
5.1.4 Circuito pneumático.....	92
5.1.6 Placas de aquisição de dados	93
5.2 DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE	95
5.2.1 Visão geral do software desenvolvido	95
5.2.2 Detecção do instante de impacto	97
5.2.3 Controle da velocidade de impacto	99
5.2.4 Contagem do número de ciclos	100

5.2.5 Detecção de quebra da válvula	100
6 DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA PARA CALIBRAÇÃO DE TRANSDUTORES DE DESLOCAMENTO	103
6.1 DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA FÍSICA.....	103
6.1.1 Funcionamento da bancada	103
6.1.2 Componentes utilizados	105
6.1.3 Projeto mecânico	106
6.1.4 Acionamento do motor de passo	107
6.2 DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE	108
7 RESULTADOS OBTIDOS	110
7.1 FUNCIONAMENTO DA BANCADA DE ENSAIO	110
7.2 LEVANTAMENTO DAS INCERTEZAS DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTO	114
7.3 DETECÇÃO DO INSTANTE DE IMPACTO	118
7.4 CONTROLE DA VELOCIDADE DE IMPACTO	120
7.5 CONTAGEM DO NÚMERO DE CICLOS	121
7.6 DETECÇÃO DE QUEBRA DE VÁLVULA.....	122
7.7 DADOS GERADOS PELA BANCADA DE ENSAIO	124
8 CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS	126
8.1 CONCLUSÕES ACERCA DOS RESULTADOS OBTIDOS.....	126
8.2 PERSPECTIVAS DE UTILIZAÇÃO PARA PROJETOS DE VÁLVULAS	129
8.3 OPORTUNIDADES FUTURAS	131
REFERÊNCIAS	132
APÊNDICE I.....	139
APÊNDICE II.....	146

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO

1.1 – CONTEXTUALIZAÇÃO

Os compressores de refrigeração desenvolvidos atualmente devem atender requisitos muito rigorosos de desempenho, confiabilidade e ruído. Entre os diversos componentes dos compressores, as válvulas de sucção e descarga destacam-se por exercerem grande influência no comportamento do compressor.

As válvulas, apesar de apresentarem funcionamento simples, abrindo e fechando devido às diferenças de pressões do gás refrigerante em sua superfície, são componentes críticos para a eficiência termodinâmica dos compressores de refrigeração. Suas propriedades mecânicas, tais como rigidez, frequência natural, espessura e resistência à tração, determinam seu comportamento dinâmico. Assim, pequenas variações no projeto das válvulas podem resultar em diferenças significativas no desempenho do compressor e, conseqüentemente, na eficiência do sistema de refrigeração. O projetista deve, portanto, procurar desenvolver válvulas que apresentem a maior eficiência possível, gerando o máximo de potência útil a cada ciclo de compressão.

A busca pelo máximo desempenho por meio das válvulas pode, porém, comprometer a confiabilidade do compressor. Válvulas são reconhecidas por serem os componentes que sofrem as maiores cargas mecânicas em um compressor e respondem por um número considerável de falhas. Devido às suas características, as válvulas de sucção são muito mais susceptíveis a serem danificadas do que as válvulas de descarga, cujo deslocamento é menor.

A quebra de válvula – de sucção ou descarga – tem conseqüências graves para o funcionamento dos compressores, causando inicialmente a diminuição no desempenho. À medida que mais ciclos são realizados, a falha existente na válvula tende a se propagar com facilidade, o que frequentemente exigirá a substituição do compressor danificado.

Os principais modos de falha de válvulas possíveis são a fadiga de flexão e de impacto, sendo o último considerado o mais crítico. Isso é explicado pela maior dificuldade de se prever e evitar falhas causadas pelo impacto repetitivo da válvula contra o seu assento, além das grandes dificuldades experimentais enfrentadas para a determinação da intensidade de impacto resultante para cada novo projeto de válvula em compressores instrumentados.

As medições de intensidade de impacto realizadas em compressores instrumentados frequentemente não permitem a obtenção de resultados conclusivos, pois as intensidades verificadas são normalmente baixas. Dessa maneira, os procedimentos experimentais utilizados não geram dados que possibilitem explicar o fenômeno causador das quebras que ocorrem em compressores aplicados a sistemas de refrigeração. Além disso, a alta complexidade do fenômeno do impacto, cujas principais características são a curta duração e a imprevisibilidade das cargas aplicadas à válvula a cada ciclo, é apontada como responsável pela inexistência de métodos computacionais que gerem resultados confiáveis relativos às propriedades de fadiga de impacto das válvulas.

As válvulas de sucção e descarga também exercem grande influência no ruído, e são consideradas dentre as maiores contribuintes do ruído total gerado pelo compressor. As vibrações ocasionadas pelo impacto da válvula contra seu assento ou batente é transmitida em sua maioria via estrutura sólida para o exterior da carcaça do compressor.

As três principais características do compressor que sofrem influência da válvula – desempenho, confiabilidade e ruído – devem ser necessariamente aprimoradas levando-se em consideração o efeito que a melhoria de uma das características causa nas demais. Melhorias no desempenho do compressor são frequentemente obtidas por meio de novos projetos de válvulas. As alterações de projeto que resultam em melhorias no desempenho, porém, podem ser facilmente responsáveis por prejudicar a resistência estrutural da válvula, impactando negativamente na confiabilidade do compressor.

Devidos aos motivos discutidos, apesar do funcionamento simples e do baixo custo de produção, as válvulas merecem especial atenção na fase de projeto e desenvolvimento de um compressor. O projetista deve conciliar as diversas propriedades mecânicas das válvulas, de forma que seu projeto tenha influência positiva sobre os vários parâmetros do compressor dependentes das características

das válvulas. Um projeto de válvulas adequado garante a alta confiabilidade do compressor, assim como bom desempenho e baixo nível de ruído.

Um levantamento feito junto à empresa líder no mercado mundial de compressores de refrigeração verificou que é realizada grande quantidade de ensaios que comprovam a adequabilidade das novas válvulas projetadas em termos de eficiência, ruído e resistência à fadiga de flexão, gerando resultados que apresentam grande confiabilidade metrológica. A confirmação da confiabilidade da válvula, porém, não é satisfatoriamente realizada para as propriedades de resistência à fadiga de impacto, apesar de esse modo de falha ser considerado um fator crítico para o tempo de vida do compressor.

1.2 – OBJETIVO DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho busca suprir a carência descrita no item 1.1, gerando uma ferramenta que permita a determinação da resistência à fadiga das válvulas de sucção de compressores de refrigeração. Objetiva-se o desenvolvimento de uma bancada experimental que realize ensaios de fadiga de impacto, possibilitando a determinação, de forma prática, rápida e confiável, das propriedades de resistência à fadiga de impacto das válvulas testadas.

O conceito básico de funcionamento da bancada experimental consiste no controle da intensidade do impacto a ser suportado pela válvula durante o ensaio, em valores acima do seu limite de fadiga, ocasionando propositalmente sua quebra. A relação obtida entre a intensidade de impacto e o número de ciclos suportados pela válvula até a ocorrência da falha determina a sua resistência à fadiga de impacto. O escopo do estudo realizado inclui:

- estudo relativos ao funcionamento e propriedades das válvulas de compressores de refrigeração;
- revisão bibliográfica de trabalhos desenvolvidos no passado;
- determinação do modo de operação da bancada experimental;

- determinação da grandeza a ser utilizada como indicativo da intensidade de impacto;
- seleção e aquisição dos sistemas de medição a serem utilizados na bancada;
- projeto mecânico completo de uma bancada experimental;
- desenvolvimento de software para aquisição e controle de dados relativos à bancada experimental;
- análise das incertezas dos principais sistemas de medição utilizados.

O sistema desenvolvido deve gerar uma ferramenta de grande utilidade no apoio à pesquisa e desenvolvimento de novos projetos de válvulas e alterações dos modelos já utilizados em compressores de refrigeração. Pretende-se, com esse trabalho, que os dados gerados durante os ensaios sejam utilizados na análise de conformidade de resistência das válvulas testadas, por meio do estabelecimento de valores limites de intensidade de impacto. Esses valores são empregados como referência para novos projetos. Outro emprego do sistema desenvolvido é para a comparação entre diferentes modelos de válvulas de sucção.

O presente trabalho representa uma inovação tecnológica, já que não existe no mercado sistemas que possibilitem a realização de ensaios de fadiga de impacto de válvulas de sucção utilizadas em compressores de refrigeração.

1.3 – ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O presente documento está dividido em oito capítulos. No capítulo dois é apresentada uma revisão bibliográfica do funcionamento das válvulas em compressores de refrigeração, focando nas suas propriedades de resistência à fadiga. O capítulo três apresenta uma discussão sobre a grandeza a ser utilizada como indicativo da intensidade de impacto das válvulas, além de uma revisão bibliográfica de trabalhos de ensaio de fadiga de impacto de válvulas realizados anteriormente. No capítulo quatro são apresentados os requisitos a serem atendidos pelo sistema desenvolvido, e um estudo sobre os possíveis métodos de medição de

deslocamento sem contato. O capítulo cinco discute o desenvolvimento da estrutura física da bancada de ensaio de válvulas e do software de controle e aquisição de dados. O capítulo seis apresenta detalhes relativos ao desenvolvimento da bancada de calibração dos sistemas de medição de deslocamento, enquanto o capítulo sete apresenta os resultados obtidos no presente trabalho. O capítulo oito apresenta as conclusões observadas e propostas para trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 – VÁLVULAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

2.1 – COMPRESSORES HERMÉTICOS E O CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

O compressor é responsável pela circulação do fluido no sistema de refrigeração e é considerado o seu principal componente. Os compressores podem ser classificados conforme seu aspecto construtivo; por exemplo: recíprocos alternativos ou rotativos, podendo ainda os compressores alternativos serem classificados em abertos, semi-herméticos e herméticos^{[1][2]}.

No mercado de compressores, os alternativos herméticos são os mais empregados atualmente^[3] e utilizam um motor e uma unidade compressora interna à carcaça de aço, que é soldada hermeticamente após a montagem dos componentes^[1]. Os motores utilizados nesses compressores são motores de indução assíncronos monofásicos^[4]. As conexões externas tipicamente utilizadas são os terminais de descarga, sucção (para a saída e entrada do fluido refrigerante) e processo, e os terminais elétricos para a alimentação do motor. Na figura 1 são mostrados o compressor alternativo hermético e seus principais componentes.

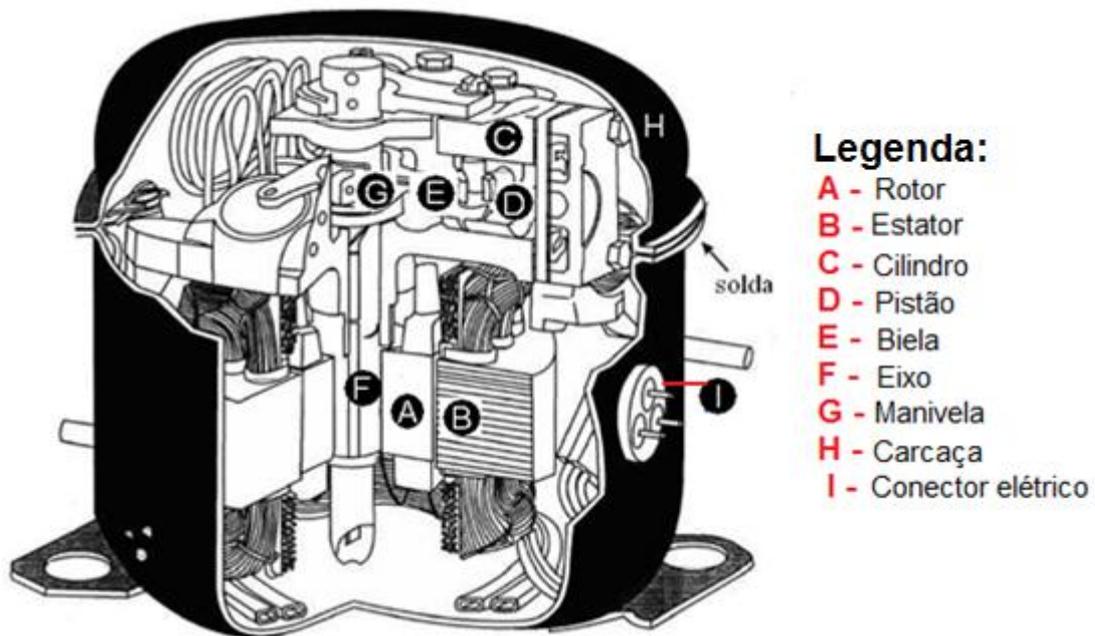


Figura 1: Compressor alternativo hermético e seus principais componentes^[5]

Os sistemas de refrigeração têm a função de resfriar determinado ambiente de forma controlada^[6]. A diminuição da temperatura é obtida por meio do ciclo termodinâmico, que faz com que o calor seja extraído do ambiente a ser refrigerado e enviado para o ambiente externo.

No circuito de refrigeração existem basicamente quatro componentes: compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador^{[4][7]}. Nele circula um fluido refrigerante, que em sua forma líquida é conduzido através do dispositivo de expansão, sendo ali submetido a uma brusca queda de pressão. Em seguida o fluido circula pelo evaporador, o que causa a absorção do calor do ar ambiente a ser refrigerado e o fluido vaporiza-se. Deixando o evaporador na forma de vapor, o fluido é succionado pelo compressor. A passagem pelo compressor resulta no aumento da pressão do fluido e, conseqüentemente, da sua temperatura. Em seguida o fluido é conduzido para o condensador, que transfere calor ao ambiente externo, acarretando na transformação do fluido para sua forma líquida, completando o ciclo^[8]. O funcionamento do circuito de refrigeração pode ser visualizado na figura 2.

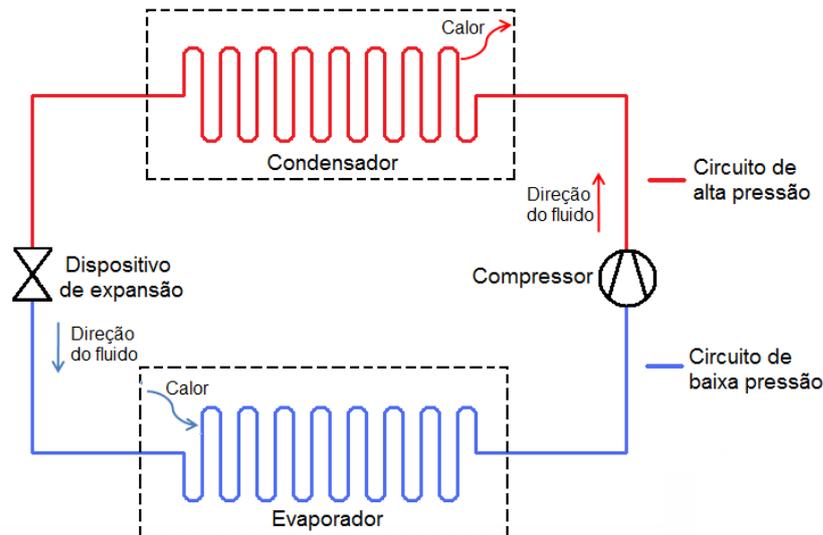


Figura 2: Funcionamento do circuito de refrigeração

2.2 - FUNCIONAMENTO DAS VÁLVULAS EM COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

Válvulas de sucção e descarga estão entre os componentes mais críticos para o funcionamento do compressor de refrigeração, influenciando fortemente a eficiência do sistema e tendo grande importância em sua confiabilidade^{[9][10][11][12]}. A influência da válvula nessas importantes características do compressor ocorre devido ao escoamento crítico do gás refrigerante e da carga mecânica elevada sofrida durante o ciclo de compressão. As válvulas utilizadas nos compressores de refrigeração são do tipo automáticas, que abrem e fecham com a diferença de pressão entre o cilindro e a câmara de sucção e descarga^[13].

A figura 3 explica o funcionamento das válvulas. Com o recuo do pistão em relação ao topo do cilindro (figura 3.b), a pressão no cilindro (P_c) torna-se inferior à pressão da câmara de sucção (P_s). Isso faz com que a válvula de sucção abra, permitindo a passagem de gás refrigerante para o interior do cilindro. O pistão continua a recuar até que a pressão do cilindro seja equivalente à pressão da

câmara de sucção, fazendo com que a válvula de sucção seja fechada devido à sua força elástica. O processo se repete de maneira similar para a válvula de descarga, completando o ciclo de compressão. As válvulas de descarga da grande maioria dos compressores se localizam no topo do cilindro, mesmo local onde a maioria das válvulas de sucção está localizada em compressores de pequeno e médio portes^[13]. Quando ambas as válvulas são localizadas no topo do cilindro, o cabeçote deve possuir divisões para permitir a separação dos vapores de sucção e descarga, o que é mostrado na figura 3.

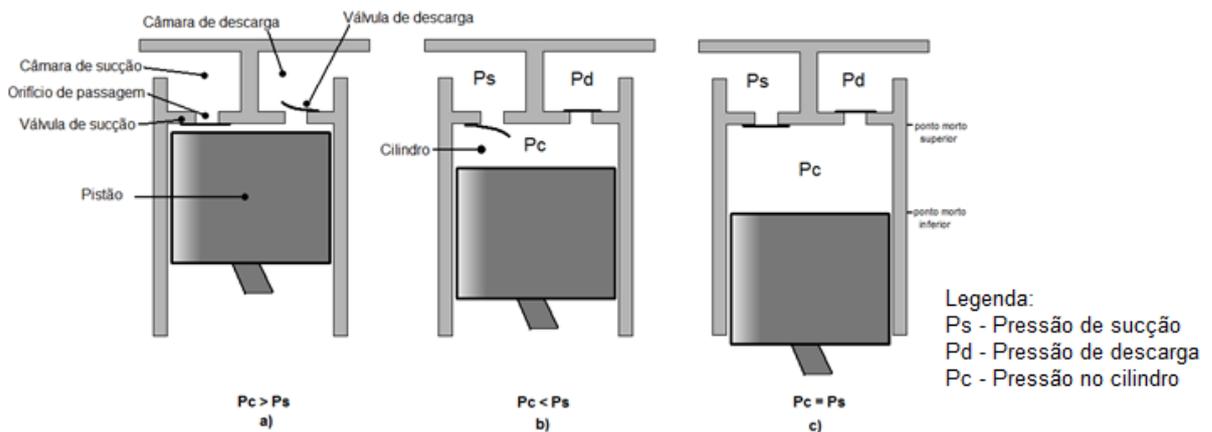


Figura 3: Funcionamento das válvulas automáticas de compressores

A válvula de sucção ideal permite a passagem do gás refrigerante imediatamente após a pressão na câmara de sucção se tornar superior à do cilindro. A abertura da válvula de descarga ideal é realizada imediatamente após a pressão no interior do cilindro se tornar superior à pressão da câmara de descarga. Isto faz com que uma maior massa de gás refrigerante entre no cilindro e seja comprimida a cada ciclo do compressor.

Na condição ideal, não existem perdas termodinâmicas devido ao funcionamento das válvulas. O gráfico da figura 4 apresenta o diagrama pressão-ângulo de manivela para a situação ideal. O excêntrico é um mecanismo que converte o movimento rotacional do motor do compressor no movimento linear do pistão. As pressões de sucção e descarga são representadas por P_s e P_d , respectivamente. A figura 5 mostra o diagrama pressão-volume relativo à condição ideal.

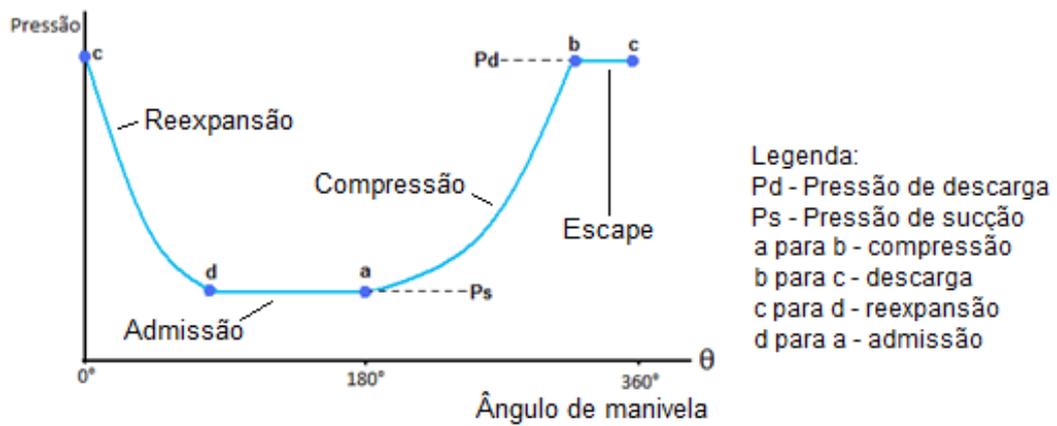


Figura 4: Diagrama pressão-ângulo de manivela ideal

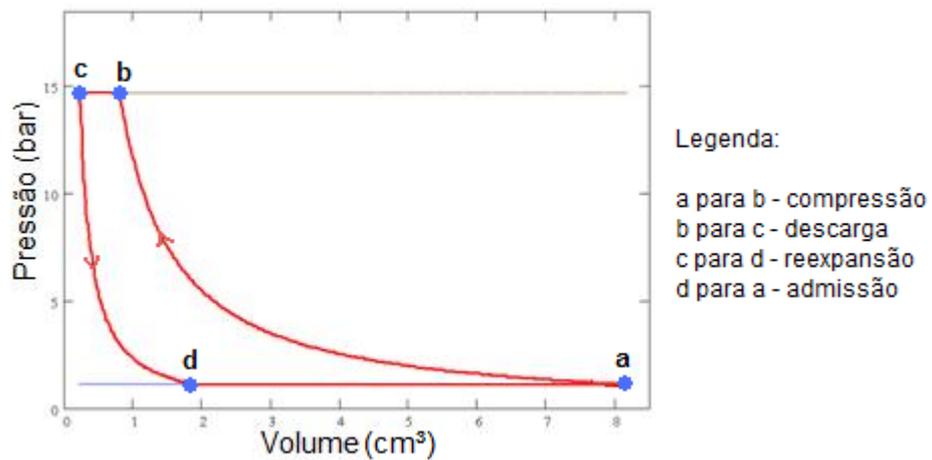


Figura 5: Diagrama pressão-volume ideal

Na situação real, são observadas perdas nas válvulas de sucção e descarga. As válvulas apresentam uma força elástica e de colamento que se opõe ao movimento de abertura da válvula, sendo necessário um valor mínimo de diferença de pressões entre a câmara de sucção/descarga e o cilindro para que a válvula se abra, permitindo a passagem de gás refrigerante. Isto resulta em perdas termodinâmicas devido às válvulas, já que a energia utilizada para a sua abertura não é totalmente convertida em potência de refrigeração útil.

O diagrama pressão-volume da figura 6 mostra uma medição real do ciclo de compressão de um compressor instrumentado. As áreas em amarelo representam as perdas termodinâmicas devido a não idealidade das válvulas de sucção e descarga e as perdas pela não idealidade de escoamento do fluxo de gás nos orifícios. A área em azul corresponde à potência útil produzida, e a soma das áreas

amarelas e azul equivale a potência termodinâmica consumida pelo compressor a cada ciclo. A figura 7 mostra uma aproximação do diagrama para facilitar a visualização das perdas dinâmicas devido à válvula de descarga.

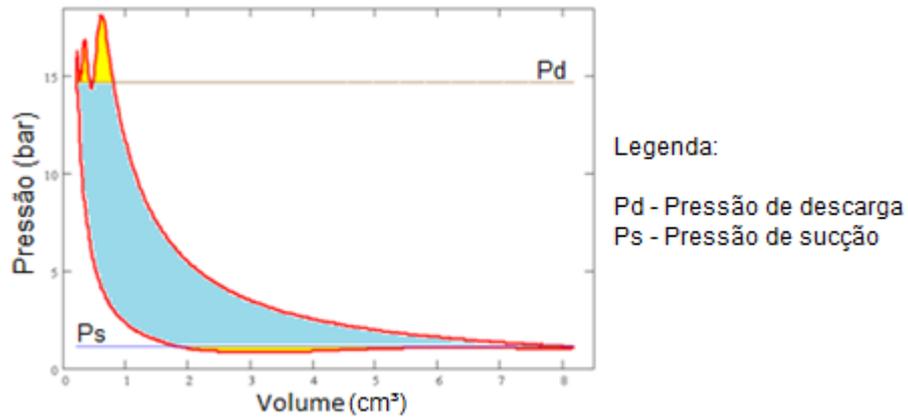


Figura 6: Diagrama pressão-volume real

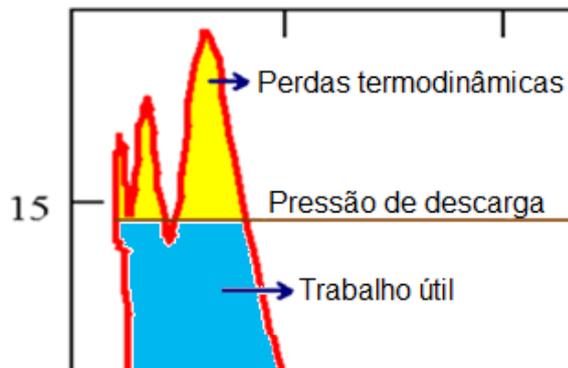


Figura 7: Aproximação do diagrama pressão-volume na região de descarga

Os projetos de válvulas automáticas utilizados em compressores de refrigeração podem ser categorizados em três tipos básicos^[13]:

- Válvulas tipo “Poppet”, que foram um dos primeiros tipos utilizados em compressores de refrigeração, sendo uma válvula de utilização limitada para poucas aplicações de baixa velocidade;
- Válvulas tipo placa de anel, que consistem em um assento, uma ou mais placas anelares, várias molas e um retentor;
- Válvulas tipo palheta, que são fabricadas com chapas de aço de baixa espessura onde uma das extremidades é engastada e a extremidade livre se desloca em relação ao seu assento, permitindo a passagem de

gás refrigerante quando aberta e vedando quando fechada. A figura 8 mostra o funcionamento desse tipo de válvula, nas situações onde a válvula permite a passagem do gás refrigerante e onde a válvula evita o vazamento do gás. Esse tipo de válvula é utilizado na grande maioria dos compressores de refrigeração herméticos e é o foco de estudo dessa dissertação. Algumas variações de válvulas tipo palheta podem ser visualizadas na figura 9.

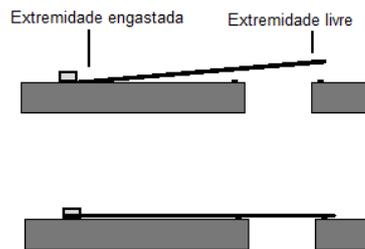


Figura 8: Funcionamento das válvulas tipo palheta

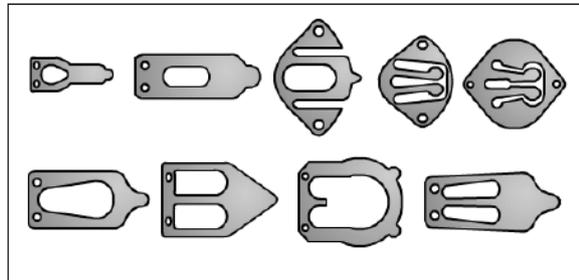


Figura 9: Algumas variações de válvulas tipo palheta^[13]

2.3 - INFLUÊNCIA DAS VÁLVULAS NO COMPORTAMENTO DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

As válvulas de sucção e descarga têm grande influência no desempenho, na confiabilidade e no ruído do compressor^{[9][10]}.

O projeto das válvulas é uma das considerações mais importantes no projeto de um compressor por apresentar um grande impacto nas eficiências volumétricas e de compressão. Um projeto mal-sucedido das válvulas pode acarretar com que

pouca potência útil seja gerada em um ciclo de compressão, influenciando negativamente na capacidade de refrigeração e o COP. O COP (*coefficient of performance*) é uma medida adimensional, obtida pela razão entre a capacidade de refrigeração (W) pela potência elétrica consumida (W).

A equação 1 mostra as componentes da potência total consumida pelo compressor. As perdas termodinâmicas representam um importante componente para a eficiência atingida pelo compressor, sendo verificadas também perdas elétricas e mecânicas.

$$\text{Potência}_{\text{total}} = \text{Potência}_{\text{útil}} + \text{Perdas}_{\text{elétricas}} + \text{Perdas}_{\text{mecânicas}} + \text{Perdas}_{\text{termodinâmicas}} \quad (1)$$

A eficiência termodinâmica do compressor é influenciada pelas propriedades mecânicas e estáticas da válvula, que determinam seu movimento sob certas forças dinâmicas de fluidos, conseqüentemente o escoamento de gás na fase de abertura e o preenchimento de gás refrigerante no cilindro^[10].

O projeto da válvula exerce grande influência na confiabilidade do sistema. Nenhuma parte dentro da carcaça hermética de um compressor é acessível, assim qualquer falha de maior gravidade resulta na substituição de todo o compressor. As válvulas são fortemente tensionadas e sujeitas à fadiga, e devem ser projetadas para durar por toda a vida estimada do compressor^[10].

As válvulas também têm grande influência no ruído gerado. As vibrações vindas da interação da válvula com seu assento, batente, com a camada de óleo e gás refrigerante são transmitidas via estrutura sólida ou gasosa para o exterior da carcaça do compressor^[10]. O fluxo pulsante de gás refrigerante, devido à intermitência de seu escoamento, é outro fator que determina fortemente a quantidade de ruído gerada pelo compressor, sendo influenciado diretamente pelas válvulas^[9].

O batente é um componente que limita o deslocamento da válvula, impedindo que a abertura da válvula seja maior do que a necessária. Quando existente, o impacto da válvula no batente é mostrado como uma fonte dominante de ruído em um compressor^[14]. O impacto da válvula no batente faz com que esse vibre em sua frequência natural fundamental, sendo a vibração transferida para a carcaça onde o ruído é irradiado para o ambiente^[14].

As características de escoamento e perdas por fricção geradas pelo vapor do gás refrigerante enquanto esse escoar pelas válvulas e pelos canais existentes no

compressor são principalmente funções de sua velocidade. À medida que a velocidade do vapor passando pelas válvulas aumenta, as eficiências volumétricas e de compressão diminuem. Dessa maneira, os orifícios das válvulas são projetados para serem os maiores possíveis dentro de uma área igual ao do diâmetro do cilindro. Os orifícios de passagem das válvulas também são projetados para serem curtos e retos para reduzir as perdas por fricção que ocorrem quando os fluidos mudam de direção abruptamente. Outra característica buscada no projeto de uma válvula é que o volume morto existente quando o pistão se encontra no ponto morto superior seja minimizado.

A maioria das válvulas é produzida por estampagem^[15] e, para vedar apropriadamente, as válvulas devem atender a padrões de acabamento superficial e planeza muito rigorosos^[11]. O vazamento nas válvulas de sucção e descarga tem como consequência a diminuição na eficiência do compressor e deve ser evitado.

O vazamento na válvula de sucção pode ser separado nas seguintes etapas:

- durante o evento de expansão, o gás vazando do cilindro para a câmara de sucção não influencia a capacidade do compressor, já que todo o gás que retorna será retomado imediatamente após, complementando o gás normalmente recebido da câmara de sucção^[16];
- durante a etapa de admissão de gás, a válvula de sucção está aberta e por definição não pode estar vazando^[16];
- durante a compressão e a descarga, todo gás que vaze para a câmara de sucção reduz a massa de gás no cilindro e, dessa maneira, a capacidade do compressor^[16].

O vazamento pela válvula de descarga pode ser separado nas seguintes etapas:

- qualquer partícula de gás que vaze através da válvula de descarga durante a expansão e admissão fará falta na câmara de descarga, e será excedente no cilindro, já que ocupa o lugar de outra partícula de gás que de outra maneira teria vindo da câmara de sucção. Conseqüentemente, vazamento através da válvula de descarga durante a expansão e admissão reduz a capacidade do compressor^[16];

- durante a compressão, qualquer partícula de gás vazando da válvula de descarga será imediatamente recomprimida e descarregada rapidamente após, e, apesar de causar o aumento no consumo de energia, não reduz a capacidade do compressor^[16].

De maneira geral, durante a primeira metade da revolução do excêntrico (fase de expansão e admissão), é o vazamento através da válvula de descarga que reduz a eficiência do ciclo de compressão. Durante a segunda metade da revolução do excêntrico (fase de compressão), o vazamento através da válvula de sucção é o responsável pela redução da capacidade de refrigeração do compressor^[16].

A dinâmica da válvula é um fator importantíssimo para se projetar um compressor com grande eficiência. As válvulas são fabricadas com materiais de baixa massa e projetadas para ter uma pequena abertura máxima, para que possam abrir rapidamente para sua posição de escoamento máximo. O fechamento rápido evita o refluxo de gás refrigerante, e é outra característica buscada no projeto de válvulas. Para facilitar o rápido fechamento das válvulas, a maioria das válvulas de descarga e algumas válvulas de sucção são carregadas por mola. A velocidade de movimento atingida pela válvula é dependente da sua rigidez e da sua massa e sua frequência natural é uma característica de grande importância na dinâmica resultante, influenciando em sua abertura máxima, tempo de abertura, vibração e resistência à fadiga^[17].

Em um projeto de um conjunto de válvulas, várias características são buscadas para o desenvolvimento de um compressor com alta eficiência, alta confiabilidade e baixo nível de ruído. Entre as características, podem ser destacadas:

- resposta rápida (para abertura e fechamento);
- vazão elevada de gás refrigerante;
- baixas perdas por fricção viscosa do gás refrigerante;
- pulsação reduzida;
- alta restrição ao refluxo;
- redução do volume morto no cilindro provocado pelas válvulas;
- redução na transferência de calor;
- alta resistência à fadiga.

No desenvolvimento ou aprimoramento de um conjunto de válvulas, o projetista conta com um grande número de ferramentas experimentais e métodos de simulação computacional que podem ser utilizados para verificar algumas das características buscadas no projeto de válvula. Entre as características analisadas em projetos de válvulas, pode-se citar:

- área efetiva de escoamento em função do deslocamento da válvula;
- área efetiva de força em função do deslocamento da válvula;
- vazão de massa de gás refrigerante;
- distribuição de pressão na válvula;
- movimento da válvula sob diferentes condições de pressão;
- velocidade de impacto da válvula sob diferentes condições de pressão;
- análise de tensões na válvula sob diferentes condições de pressão.

Para obter as características desejadas para o comportamento da válvula várias propriedades mecânicas são consideradas, entre elas: constante elástica, dureza, resistência à tração, planeza, acabamento superficial, tolerâncias dimensionais, resistência à corrosão, tensões residuais, resistência à fratura, resistência à abrasão, dureza do assento, capacidade de amortecimento, índice de austenita retida, composição química e grau de relaxamento da tensão residual.

Fadiga é um dos principais limitantes para o projetista no desenvolvimento de um conjunto de válvulas que gere melhorias na eficiência do compressor^[18]. Para se obter uma válvula com resposta mais rápida, é possível projetar uma válvula com menor massa e menor frequência natural, porém essas medidas tendem a resultar em uma válvula com menor resistência à fadiga^[19]. De maneira similar, melhorias na eficiência do compressor podem ser realizadas aumentando-se a abertura da válvula ou utilizando-se válvulas mais finas, diminuindo assim as perdas mecânicas. Essas medidas aumentam as tensões de flexão e de impacto respectivamente^[20].

O objetivo dessa dissertação é o desenvolvimento de uma ferramenta para analisar a resistência à fadiga devido ao impacto da válvula contra o seu assento, que representa o principal limitante no desenvolvimento de válvulas mais eficientes. Um meio de quantificar a importância das válvulas no funcionamento do compressor é a contagem do número de artigos referentes às válvulas em relação ao número total de artigos, publicados na Conferência Internacional da Purdue. Entre os anos

de 1972 e 2008, 1864 artigos foram publicados, dentre os quais 253 tratavam de assuntos relacionados às válvulas, representando 13,6% do total.

No apêndice I, é apresentada uma revisão de conceitos em fratura e fadiga de materiais, que será tratado no item 2.4 especificamente para válvulas de compressores.

2.4 - FRATURA E FADIGA DE VÁLVULAS DE COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

A confiabilidade pode ser apontada como a maior prioridade na fabricação compressores de refrigeração^[12]. Entre todos os componentes existentes no compressor, as válvulas de sucção e descarga são os que sofrem a maior carga mecânica^{[12][18][20][21]} e são portanto componentes críticos na confiabilidade do compressor^{[11][22]}. Devido às altas tensões aplicadas durante seu funcionamento, as válvulas são os componentes com o maior número de falhas em compressores^{[17][23]} e exigem atenção especial em seu desenvolvimento e fabricação para não comprometer o tempo de vida de compressores de refrigeração^{[11][12]}. De acordo com estudos industriais, as falhas de válvulas representam um número superior a 40% das interrupções não programadas para compressores de grande porte^[17]. É possível dizer portanto que a durabilidade do compressor é determinada principalmente pela resistência à fadiga do sistema de válvula e das tensões aplicadas em seu funcionamento^[18].

Segundo Cohen^[9], o compressor em um sistema de refrigeração pode ser comparado ao coração humano, e a similaridade é ainda maior quando as válvulas são consideradas em ambos os sistemas. Assim como as válvulas do coração, a falha na válvula do compressor pode causar a perda da vida, obrigando sua substituição^[9].

Os principais modos de falha de válvulas de compressores são a fadiga por flexão e a fadiga por impacto^{[24][25][26][27][28]}. Outra causa possível de fadiga de válvulas, porém de ocorrência muito baixa, é a quebra devido à deformação estática.

A figura 10 mostra como ocorrem graficamente as tensões de flexão, impacto e deformação estática sofridas pela válvula em seu movimento, sendo suportadas pela válvula repetidamente. O termo fadiga se refere à iniciação e propagação de trincas num material que é submetido a carregamento repetitivo^{[29][30]}.

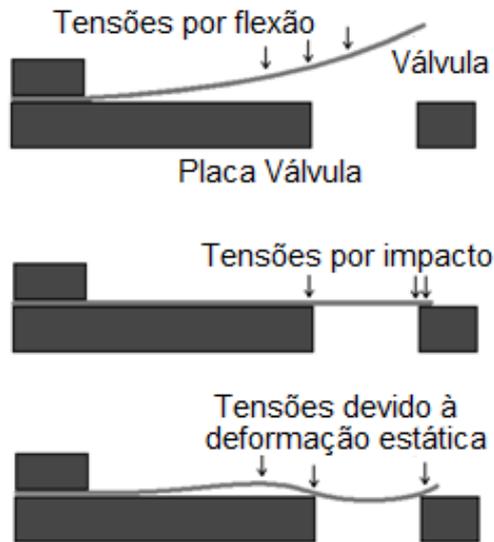


Figura 10: Principais tensões sofridas pela válvula a cada ciclo.

2.4.1 - Fadiga por flexão

A fadiga por flexão é gerada por tensões de flexão alternadas que ocorrem durante o movimento de abertura e fechamento da válvula^{[20][24][27]} e representa um caso de fadiga convencional^[24]. A existência dessas tensões alternadas pode levar à redução de tensões compressivas residuais por relaxamento e, conseqüentemente, a resistência à fadiga de flexão^[20].

A fadiga por flexão ocorre no local onde a tensão de flexão é mais intensa, o que depende do projeto da válvula. A figura 11 exemplifica locais onde provavelmente ocorrerão as maiores tensões de flexão devido ao movimento cíclico da válvula mostrada. Além de suportar o maior nível de tensão de flexão, espera-se uma maior probabilidade de falha nos locais demarcados por esses possuírem menor largura do que o restante da estrutura da válvula, tendo portanto maior

fragilidade. Microscopicamente, as trincas provenientes da fadiga por flexão se originam principalmente em defeitos superficiais como inclusões e pontos de descontinuidades, tais como arranhões e entalhes, que atuam como concentradores de tensão^{[20][63]}. Na ocorrência de uma trinca na válvula como a mostrada na figura 11, ocorrerá a propagação e eventualmente uma das “pernas” da válvula sofrerá fratura, inutilizando o compressor.



Figura 11: Locais de concentração de deformação devido à flexão

O modo de falha devido à fadiga por flexão é menos crítico que o de fadiga por impacto e medidas para a prevenção desse tipo de falha são relativamente bem compreendidos^[24]. A quebra de válvula devido a flexão trata-se de um problema gerenciável^{[25][31]} durante o projeto de válvulas pelos seguintes motivos:

- facilidade para realizar ensaios em máquinas de teste de fadiga disponíveis comercialmente^{[25][31]};
- disponibilidade de aços com alto limite de fadiga por flexão no mercado^[31];
- falhas provenientes da fadiga por flexão podem ser evitadas na fase de projeto da válvula, de modo que a tensão por flexão seja minimizada^{[25][31]}.

Os métodos de análise computacional por elementos finitos permitem a verificação das tensões a serem sofridas pelas válvulas durante o seu movimento, gerando resultados muito confiáveis^{[25][32]}. Em comparação com resultados experimentais, os métodos computacionais geram erros inferiores a 5%, servindo portanto como uma importante ferramenta na fase de projeto de novos conjuntos de válvulas. Uma forma usual de medir a tensão de flexão sofrida pela válvula é instalando-se extensômetros de dimensões reduzidas próximo ao local onde é aplicado o maior nível de tensão a cada ciclo, sendo possível estimar as tensões existentes em outros pontos da válvula a partir da medição em um único ponto.

2.4.2 - Fadiga por impacto

A fadiga por impacto é causada por repetidos impactos da válvula contra seu assento^{[24][25][26][27][31]} e caracterizada pela fratura de pequenos pedaços da sua extremidade^{[24][25][26][31][33][34]}, localizados próximos ao assento^[34]. Esse tipo de fadiga também pode ser causada por impactos da válvula contra seu o batente, quando existente^{[18][25][26]}. Quando a válvula sofre impacto, são induzidas tensões compressivas na superfície de contato com o seu assento ou batente, que se propagam pelo material da válvula como ondas de deformação elástica. Ao atingir a superfície da válvula do lado oposto ao impacto, essas ondas se transformam em tensões de tração. As interferências e superposições das ondas de tensão de tração de diferentes pontos da superfície criam os picos de tensão que governam o início e o crescimento das trincas de fadiga de impacto^[18]. Um exemplo de válvula danificada devido à fadiga de impacto é mostrado na figura 12.



Figura 12: Exemplo de válvula danificada devido à fadiga de impacto

A fadiga por impacto é um problema crítico na confiabilidade de compressores de refrigeração e é reconhecido como o principal modo de falha de válvulas, dentre os possíveis^{[34][35]}. Evitar esse modo de falha é considerado muito mais difícil do que a fadiga de flexão pelos seguintes motivos:

- o fenômeno tem natureza complexa e não é tão bem conhecido como a fadiga devido à flexão^{[25][31]};
- não existem máquinas para testes de fadiga por impacto disponíveis comercialmente aplicáveis a válvulas^[31];
- o trabalho experimental de determinação da resistência da válvula ao impacto não pode ser satisfatoriamente realizado em compressores, já

que existem poucas maneiras de se controlar o nível de intensidade de impacto, pela dificuldade de instrumentação e devido ao processo lento de ensaio (limitado pela frequência de funcionamento do compressor)^[31];

- não existem métodos computacionais por elementos finitos que consigam gerar resultados confiáveis^{[9][30][32][33]} e que sejam abrangentes o suficiente para esclarecer os mecanismos das deformações e tensões sofridas pelas válvulas no impacto^{[27][32]}, devido à duração extremamente curta dos pulsos de tensão de impacto e sua natureza aleatória e complexa^{[27][32][33]};
- impossibilidade de medir experimentalmente as tensões existentes na extremidade da válvula^{[9][30][33][35][36]}, tornando necessária a adoção de uma grandeza indireta como indicativo da intensidade da tensão sofrida pela válvula a cada impacto.

Os primeiros métodos de análise por elementos finitos não conseguiam explicar a ocorrência da quebra de válvulas devido ao impacto, pois seus resultados indicavam deformações muito aquém do limite do material da válvula^{[26][37]}, mesmo considerando a superposição das ondas refletidas, o que dobraria o valor das tensões calculadas^[37]. Nesses métodos era previsto o impacto colinear da válvula contra o seu assento, que supõe que todos os pontos da válvula atingem o assento no mesmo instante^[26]. Esses métodos não geravam resultados satisfatórios e tinham pouquíssima aplicabilidade^{[27][32]}.

Os métodos subseqüentes sugeriram que o impacto oblíquo poderia ocorrer, com os diferentes pontos da extremidade da válvula encostando o assento progressivamente, a partir de sua base engastada até a extremidade livre^[26]. O impacto oblíquo ocorre devido a vibrações de flexão e torção de alta frequência da estrutura da válvula^{[24][31]} e é de fundamental importância para a criação da falha por fadiga de impacto^{[26][31][38]}. Enquanto a válvula encosta progressivamente na placa válvula plana a partir da base engastada até a extremidade livre, ocorre um aumento de rigidez no corpo da válvula, o que resulta no “efeito chicote”^[26]. O “efeito chicote” causa aceleração da extremidade livre da válvula, tornando a velocidade de impacto de sua extremidade muito superior à velocidade original de aproximação^{[26][39]}.

O trabalho desenvolvido por McLaren^[26] mostra os resultados obtidos quando o “efeito chicote” é considerado na modelagem do impacto da válvula. Nos gráficos da figura 13 são mostrados, respectivamente, o deslocamento e a velocidade de um ponto localizado na extremidade da válvula analisada. Nos gráficos pode-se visualizar que ocorre um grande aumento na velocidade da válvula em relação à velocidade de aproximação original. O contato da ponta da válvula ocorreu em uma velocidade de impacto de 10.4 m/s, um valor 30% maior do que a velocidade de aproximação original de 8 m/s. A ponta da válvula desacelerou de 15 m/s para 10.4 m/s imediatamente antes do impacto no assento porque a rigidez da extremidade livre da válvula resiste à curvatura gerada pelo “efeito chicote”^[26].

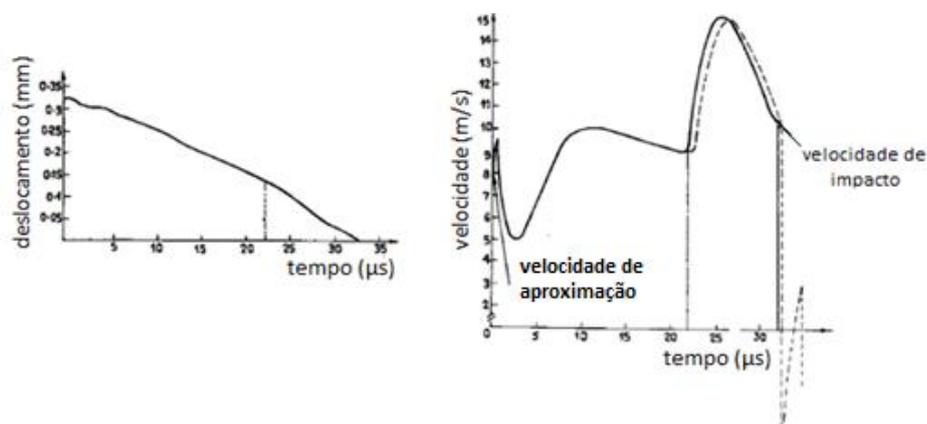


Figura 13: Resultados da análise por elementos finitos considerando o “efeito chicote”^[26]

A existência do “efeito chicote” e sua importância para explicar as quebras causadas por fadiga de impacto foi comprovada experimentalmente por Svensson^[31]. O procedimento experimental desenvolvido consistia em ocasionar o impacto de espécimes contra o assento com inclinações com ângulo e direção controladas. O estudo possibilitou concluir que as tensões máximas devido ao impacto são criadas na parte da válvula que durante cada ciclo faz o último contato com o assento, comprovando o aspecto crítico da obliquidade do impacto. As fraturas primárias ocorrem na região em que se concentram os maiores níveis de deformação na válvula, podendo ser localizadas fora do anel de contato, onde nenhuma carga mecânica devido ao contato direto com o assento pode ser esperada^[30].

Em impactos completamente elásticos, a duração do impacto é determinada apenas pelo tempo necessário para que a onda de compressão, produzida no início

do impacto, quando a válvula atinge o assento, viaje pelo corpo da válvula na direção do impacto (perpendicularmente à base), atinja a sua superfície livre, e retorne para o ponto de impacto, no tempo em que a válvula deixa a superfície^[37]. A velocidade de propagação da onda de deformação é a velocidade compressiva do som para o material do qual a válvula é fabricada^{[25][37]}, e não é função da velocidade de impacto^[25]. A duração das tensões de impacto de válvulas é afetada apenas pelo material e a espessura da válvula^[25], sendo definida de acordo com a equação 2^{[25][37]}:

$$T = \frac{2h}{V_{cs}} \quad (2)$$

Onde:

- T é a duração do impacto;
- h é a espessura da válvula;
- Vcs é a velocidade compressiva do som no material.

Considerando a velocidade compressiva de propagação do som em uma válvula fabricada em aço inoxidável (SS716) 5064 m/s^[37] e a espessura de 0,15 mm, o tempo esperado da duração do impacto pode ser calculado e o valor de aproximadamente 59 ns é obtido, comprovando que o impacto de uma válvula de compressor de refrigeração tem curtíssima duração.

O estágio de iniciação da trinca representa a principal etapa na vida de fadiga da válvula^{[30][33]}. A trinca começa próxima a área de impacto ou em uma zona entre a área de impacto e a borda da válvula, que não entra em contato com o anel do assento, devido ao dano localizado por impacto oblíquo^[20]. A trinca primária se torna um concentrador de tensões macroscópico e tem maior influência que qualquer concentrador de tensões que já existe na válvula^[30] devido a imperfeições superficiais. Após a trinca ter sido iniciada o crescimento sucessivo é muito rápido e acarreta a fratura final de maneira repentina^{[30][33]}. A duração do estágio posterior à trinca primária é responsável por apenas uma pequena parte do fenômeno da fadiga da válvula^[30].

A trinca se propaga na direção longitudinal primeiro, mas logo se torna instável, ou novas trincas são iniciadas, devido ao efeito das ondas Rayleigh. As ondas Rayleigh são um tipo de onda sonora superficial que se propaga em materiais

sólidos em sua superfície livre, se propagando paralelamente a mesma. A superposição de ondas Rayleigh originadas em diferentes pontos pode ocasionar a superposição das ondas de tensão e gerar deformações muito altas na superfície da válvula. A crescimento da trinca ocasionado a cada impacto é muito grande segundo observações fractográficas realizadas por Dusil e Johansson^[30], sendo estimando entre (10 a 100) μm por ciclo.

Outro tipo de fadiga possível, mas que acontece com frequência praticamente insignificante é a fadiga por deformação estática da válvula. As diferenças nas pressões entre a câmara de sucção/descarga e o cilindro do compressor causam a deflexão da superfície da válvula, que pode fraturar caso a deformação exceda o limite do material.

2.4.3 - Efeito da quebra de válvulas em compressores de refrigeração

A fadiga das válvulas de sucção ou descarga é catastrófica para o compressor hermético e frequentemente a falha exigirá que o compressor seja inteiramente substituído. A quebra na válvula influi diretamente na capacidade de refrigeração do compressor, e por se tratar de um sistema hermeticamente soldado não é possível realizar a troca apenas do conjunto de válvulas. Uma pequena trinca na extremidade da válvula fragiliza completamente sua estrutura, danificando o seu acabamento superficial e ocasionando pontos de concentração de tensões. Após a iniciação de uma trinca, independente de sua dimensão, sua propagação é muito rápida devido à diminuição da resistência mecânica da válvula. Nessa situação a válvula perderá pedaços de sua extremidade em um tempo relativamente curto de funcionamento do compressor.

O trabalho experimental realizado por Jankov^[41] permitiu verificar os efeitos da quebra de válvula de sucção no diagrama pressão-volume e nas pressões resultantes no cilindro. O procedimento adotado consistiu em obter o diagrama pressão-volume e valores de pressão pelo tempo utilizando uma válvula sem falhas e compará-los com os resultados obtidos quando utilizada uma válvula propositalmente perfurada com um furo de diâmetro conhecido. Na figura 14 é

possível visualizar a diferença obtida entre o diagrama pressão-volume de uma válvula sem falha, em negrito, e o de uma válvula de sucção com um furo circular de 0,135 mm de diâmetro.

A figura 15 compara os resultados obtidos para o sinal de pressão em função do tempo. O perfil notavelmente mais estreito verificado para a válvula com falha é esperado já que o gás escapa pelo furo durante a compressão, reduzindo a pressão no cilindro^[41]. Além disso, a rigidez da válvula é alterada, influenciando em seus tempos de abertura e fechamento. Os resultados obtidos no experimento demonstram que a falha na válvula de sucção é um problema crítico para a eficiência termodinâmica do compressor, que deverá diminuir continuamente, já que a falha, após iniciada, se propaga com muita rapidez.

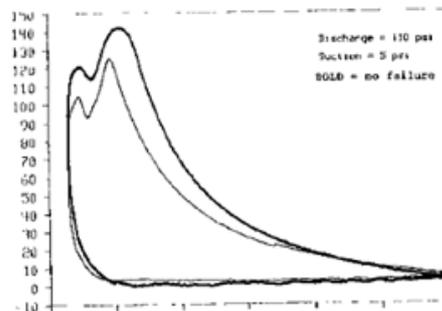


Figura 14: Comparação entre o diagrama pressão-volume para uma válvula sem falha (em negrito) e uma válvula perfurada^[41]

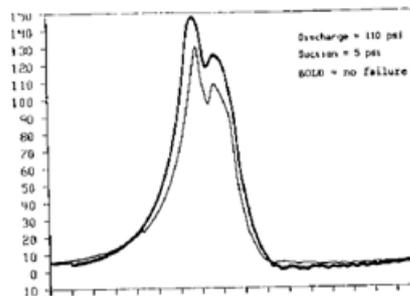


Figura 15: Comparação entre o diagrama de pressão pelo tempo para uma válvula sem falha (em negrito) e uma válvula perfurada^[41]

O aspecto crítico da ocorrência de falha de válvulas nos compressores de refrigeração exige cuidado especial em seu projeto, além verificação das características de desempenho e da resistência à fadiga resultantes. Os aspectos mais importantes do projeto de válvulas para garantir a confiabilidade do compressor são discutidos a seguir.

2.5 - Projeto de válvulas de compressores para a garantia da confiabilidade

Em anos recentes, considerações ambientais e econômicas levaram a alterações nas condições de serviço e demandas por eficiências superiores aos compressores^{[20][22]}. Os projetistas de compressores têm a ambição cada vez maior de aumentar o seu desempenho, resultando em um aumento das cargas mecânicas aplicadas às válvulas^{[12][28][42]}. Os materiais utilizados na fabricação de válvulas são considerados atualmente um fator limitante em novos projetos de compressores, já que o aprimoramento na eficiência dos compressores requer válvulas com resistência à fadiga cada vez maiores^{[20][22]}.

A necessidade de otimizar, tanto o desempenho quanto a confiabilidade dos compressores^[12], requer um grande cuidado por parte do projetista, já que o aumento da eficiência freqüentemente causa a diminuição na confiabilidade.

Para não comprometer a confiabilidade do compressor, alta resistência a cargas repetidas de flexão e de impacto são requisitos básicos para as válvulas de sucção e descarga^{[11][20][22]}. A capacidade de suportar fadiga do material da válvula é de extrema importância^{[11][27][28]}, sendo a resistência ao impacto apontada como o aspecto mais crítico entre os possíveis modos de falha^{[25][34][35]}. Os causadores das falhas dos materiais de válvulas podem ter diversas origens, podendo ser classificados em cinco grupos principais: defeitos no material; projeto e fabricação; montagem indevida; efeitos do ambiente de utilização e sobrecarga da válvula. A seguir são listados os principais causadores de falhas em cada categoria citada^[43]:

- Defeitos no material: defeitos de laminação, arranhões superficiais rugosos, não-homogeneidades estruturais, resistência à tração insuficiente.
- Projeto e fabricação: ranhuras e furos estreitos, defeitos na borda devido à estampagem, danificação na superfície devido ao tamboreamento excessivo.

- Montagem indevida: posicionamento impreciso da válvula em seu assento, falhas no encaixe da válvula.
- Efeitos do ambiente: elementos corrosivos, partículas estranhas, marcas de desgaste excessivas, lubrificação indevida.
- Sobrecarga: flutuação da válvula, múltiplos impactos devido às pulsações de gás, superaquecimento.

O projeto de um conjunto de válvulas deve prever e evitar esses tipos de falha para garantir sua confiabilidade e, conseqüentemente, a do compressor. Em vários casos os problemas de falha de válvula podem ser resolvidos por projeto de válvula adequados, melhorias na fabricação de válvulas, seleção de material, tratamento do material utilizado ou modificação nas condições de operação do compressor^{[18][30]}, considerando especialmente a velocidade e o deslocamento resultante da válvula^[18]. Para se fabricar uma válvula com baixa probabilidade de falha, o projetista deve considerar diversas características mecânicas do material, podendo-se citar: resistência à tração, ductibilidade, capacidade de amortecimento, espessura, frequência natural, acabamento superficial, existência imperfeições internas e tensões residuais. A seguir, as principais propriedades mecânicas que influenciam na resistência à fadiga da válvula são comentadas.

2.5.1 - Resistência à tração

A resistência à tração de um material é determinada em um ensaio de tração, na qual um corpo de prova, geralmente com formas e dimensões padronizadas é submetido a um esforço que tende a alongá-lo até a ruptura. Os esforços são aplicados na direção axial do corpo de prova, sendo medidas as deformações resultantes no material e a carga aplicada^[44].

Os trabalhos experimentais realizados por Svenzon^[31] e Aurén^[22] concluíram que não existe efeito significativo entre o aumento da resistência à tração com o aumento da resistência à fadiga de impacto. Em seus ensaios, Svenzon utilizou válvulas com resistência à tração em uma faixa entre (1600 a 2500) MPa. Em relação à resistência à fadiga de flexão, é considerado que essa se torne maior com

o aumento da resistência à tração em uma relação aproximadamente linear até um valor crítico^[22].

Acredita-se que o aumento da resistência à tração aumenta a sensibilidade aos efeitos dos concentradores de tensão na superfície e no interior do material^{[20][22]}. Aços de alta resistência apresentam geralmente baixa ductibilidade^[22] que decresce ainda mais com o aumento da resistência à tração^{[20][22]}. Conseqüentemente, isso aumenta a concentração de tensões localizada ao redor dos defeitos, o que pode neutralizar ou exceder a contribuição da resistência à tração^{[20][22]} para as resistências de fadiga de impacto e flexão. A alta ductibilidade é considerada, portanto, uma propriedade importante para se obter alta resistência à fadiga^[20]. Uma forma de se aumentar a ductibilidade do material da válvula é com o uso da distribuição de austenita retida em sua matriz martensítica, que, por se tratar de um constituinte microestrutural mole, tem habilidade de absorver deformações plásticas^[42].

2.5.2 - Capacidade de amortecimento

Amortecimento pode ser descrito como a capacidade do material de absorver energia por algum mecanismo interno de fricção^[42]. Quando ocorre o impacto na válvula, as ondas de tensão se propagam através do material e a amplitude da tensão decresce gradualmente^{[18][20][22]}. Um material sólido com boas características de amortecimento absorve os picos de tensão induzida com maior eficiência do que um material com propriedades de amortecimento ruins^{[20][22][42]}. Em uma válvula fabricada com um material com maior capacidade de amortecimento o risco de iniciação e propagação de trincas é menor^{[20][22]}, pois há um maior decaimento nas ondas de tensão trativas e de cisalhamento causadas pela colisão da válvula contra seu assento^[22].

Quando ondas de tensão propagam através de um material sólido, a amplitude da tensão diminuirá gradualmente devido ao amortecimento, de acordo com a equação 3^[22]:

$$\sigma = \sigma_0 e^{-tA\sqrt{E\rho/m}} \quad (3)$$

Onde:

- σ_0 e σ são as tensões inicial e amortecida;
- t é o tempo;
- A é a área de impacto;
- E é o módulo de elasticidade;
- ρ é a densidade do material;
- m é a massa de impacto.

Em aplicações de compressores, a capacidade de amortecimento do material da válvula é considerada de grande importância por minimizar os danos do impacto entre a válvula e o assento ou batente, resultando em uma maior resistência à fadiga de impacto entre a válvula e o assento ou batente, resultando em uma maior resistência à fadiga de impacto^{[20][22][31][42]}. O trabalho experimental realizado por Aurén^[22] mostra a relação entre os índices relativos da resistência à fadiga de impacto em função da capacidade de amortecimento de chapas finas de aço inoxidável, o que é mostrado na figura 16.

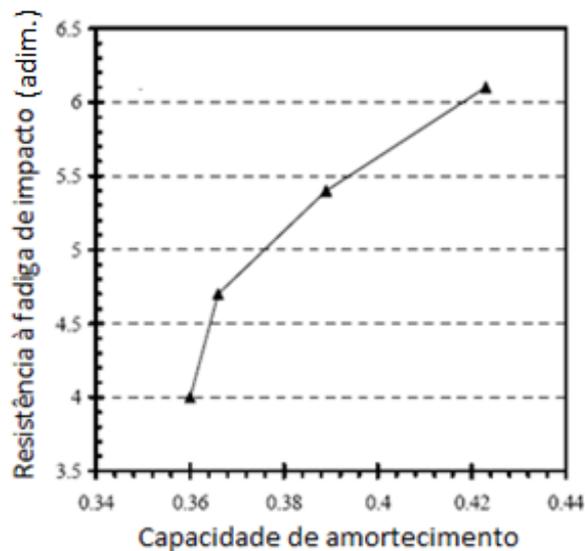


Figura 16: Relação entre a resistência à fadiga de impacto e a capacidade de amortecimento^[22]

2.5.3 – Espessura

Trabalhos de análise por elementos finitos e métodos analíticos para determinação das tensões existentes na superfície das válvulas devido ao impacto consideram que não existe relação entre a espessura da válvula e as tensões causadas pelo impacto^{[36][39]}. Portanto, aumentar a espessura da válvula não diminui as tensões existentes em sua superfície e não resulta em uma melhor resistência à fadiga de impacto^[36]. O trabalho realizado por Tajima^[39] utiliza uma bancada experimental para medir a velocidade de impacto e um método de análise por elementos finitos para estimar as tensões na extremidade da válvula causadas pelo impacto. No gráfico da figura 17, os resultados para as válvulas de 0,305 mm e 0,381 mm são comparados, mostrando que não existe diferença significativa nas tensões resultantes na superfície da válvula em função da sua espessura.

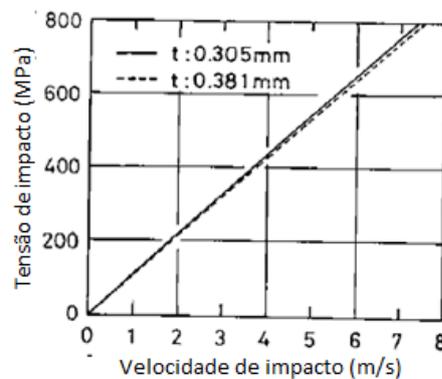


Figura 17: Relação entre a velocidade de impacto e a tensão na superfície da válvula para diferentes espessuras^[39]

Com relação à resistência à tração da válvula, o padrão estabelecido é que a diminuição da espessura resulta em uma maior resistência à tração. A razão dessa relação é a maior facilidade de se estampar um material com menor espessura^[43], permitindo a fabricação de válvulas com melhor acabamento superficial. O gráfico da figura 18 mostra a relação entre a espessura da válvula e a resistência à tração obtida, comprovando a dificuldade de se estampar materiais de válvula com maior espessura. O aumento da espessura da válvula também é prejudicial ao limite de resistência à fadiga de flexão, o que pode ser visualizado no gráfico da figura 19.

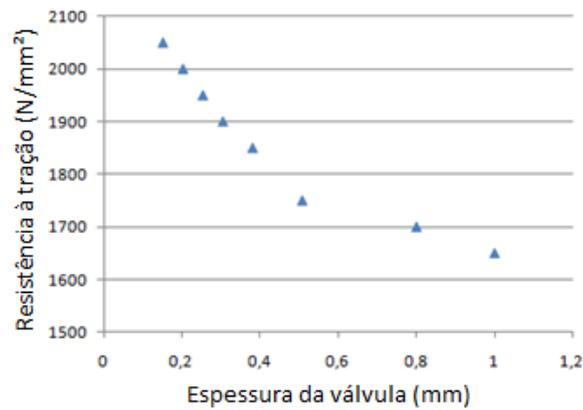


Figura 18: Relação entre a espessura da válvula e a resistência à tração^[43]

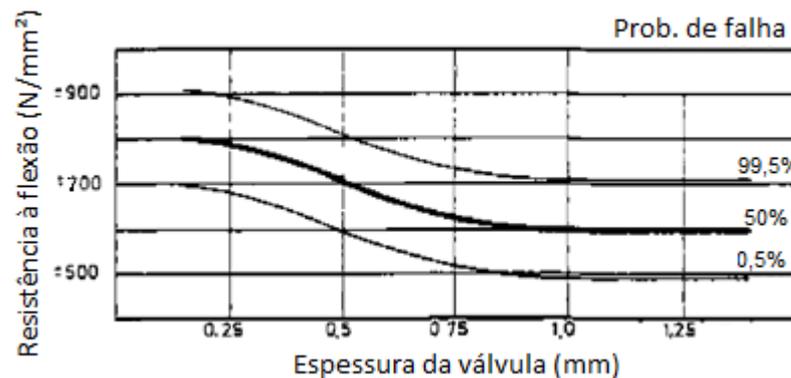


Figura 19: Relação entre a espessura da válvula e a resistência à flexão^[43]

A diminuição da espessura da válvula em excesso causa redução de sua rigidez torcional, o que pode acarretar problemas de estabilidade do movimento da válvula^[12]. A existência de torção no movimento causa o impacto oblíquo da válvula contra o seu assento e o efeito chicote, que conforme discutido no item 2.4.2, é muito prejudicial à resistência à fadiga de impacto, torna-se mais pronunciado^[39].

2.5.4 - Frequência natural

A frequência natural é considerada uma importante propriedade mecânica da válvula, por ter influência em seu comportamento dinâmico e em sua resistência à fadiga. O aumento da frequência natural da válvula resulta na redução de sua máxima abertura e no aumento da sua vibração e no tempo de abertura. Já a

diminuição da frequência natural resulta em uma válvula com características opostas: abertura máxima maior; diminuição da vibração e do tempo de abertura^[17]. De maneira geral, quanto mais baixa a frequência natural da válvula, melhor será o desempenho do compressor. Porém, a frequência natural demasiadamente baixa poderá impactar na confiabilidade da válvula por gerar problemas devido a fadiga de flexão e impacto^[19].

2.5.5 - Acabamento superficial e imperfeições internas

A qualidade do acabamento superficial da válvula e a existência de imperfeições internas no material têm grande influência nas propriedades de fadiga obtidas. As trincas devido à fadiga são funções dos defeitos que foram originados durante a fabricação da chapa de aço e das características de operação da válvula^{[21][45]}. Esses defeitos são descontinuidades do material^{[9][24]}, que podem ser macroscópicos, como furos e ranhuras criados em projetos de válvulas mais complexos^[21], ou microscópicos. Os defeitos microscópicos podem ter várias origens: arranhões na superfície; marcas de estampagem; rebarbas; defeitos de laminação; fendas de corrosão; deslocamentos de material e não-homogeneidades estruturais diversas^{[9][21]}.

Esses defeitos de superfície e volume do material são considerados concentradores de tensão^{[15][20][22][30][45]} e podem produzir grandes deformações em sua vizinhança^{[21][18]}, originados da interação das ondas de tensão causadas pelo impacto com as descontinuidades da microestrutura do material da válvula^[24]. A deformação que ocorre devido ao impacto é portanto de natureza extremamente localizada^[24], e os picos de tensão produzidos nos defeitos podem ter valor suficientemente alto para causar deformação plástica e iniciar a trinca por fadiga^[21].

A natureza extremamente localizada das deformações causadas pelo impacto provavelmente explica por que medições de dureza antes e depois da fadiga de impacto falham em mostrar qualquer mudança significativa^[24]. A falta de uma deformação generalizada indica que o nível de tensão médio em decorrência do impacto é baixo^[24], embora possa ter valor muito alto no local onde ocorreu a falha. Observações fractográficas mostram claramente que a superfície e a borda da

válvula são expostas às mais altas tensões de impacto, enfatizando a importância do acabamento superficial das válvulas^[33], especialmente ao processo de estampagem do material^[21].

2.5.6 - Tensões residuais

A não-idealidade da estampagem da válvula ocasiona a existência de trincas, rebarbas, arranhões e outras imperfeições que atuam como concentradores de tensão em sua estrutura^[15]. Para melhorar a qualidade superficial, eliminando ou diminuindo os efeitos dessas discontinuidades, freqüentemente é realizado o tamboreamento da superfície da válvula^{[15][21]}. Esse processo de acabamento utiliza a ação de fricção entre as peças e abrasivos específicos^[81], que agem sobre a superfície da válvula retirando as rebarbas e suavizando sua borda^[15]. A fricção entre a válvula e o abrasivo pode ser obtida por meio do deslizamento causado pela rotação de um tambor rotativo ou a ação de uma máquina vibratória^[81]. Normalmente o material abrasivo é composto de fragmentos de óxido de alumínio com o tamanho do grão variando entre (2 a 10) mm^[15], sendo também utilizados água e compostos químicos adequados para a realização do processo^[81]. O tamanho do grão do meio abrasivo deve ser escolhido de acordo com o formato, tamanho e espessura da válvula. Idealmente os fragmentos abrasivos devem passar por todos os furos e ranhuras estreitas expostos a carregamento dinâmico de maneira a assegurar o tratamento apropriado da superfície da válvula^[15]. A figura 20 ilustra o processo de tamboreamento.

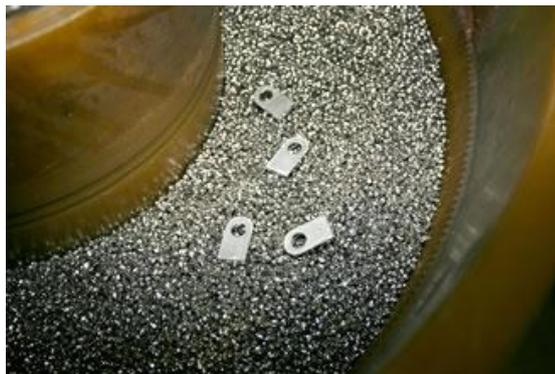


Figura 20: Tamboreamento de peças

Outra contribuição do tamboreamento é influenciar diretamente nas tensões residuais da superfície da válvula^{[20][28]}. As tensões residuais compressivas introduzidas pelo tamboreamento aumentam consideravelmente a resistência à fadiga da válvula^{[28][42]}, tendo efeito inclusive na resistência à fadiga de impacto. O tamboreamento bem executado provoca uma distribuição homogênea das tensões residuais, influenciando nos efeitos das descontinuidades existentes na superfície da válvula, reconhecidos como controladores primários da confiabilidade estrutural da válvula. A relação entre as tensões residuais da superfície da válvula, que têm valor negativo, e a resistência à fadiga de impacto podem ser visualizadas na figura 21.

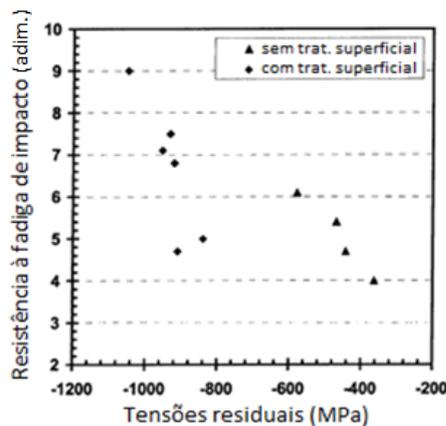


Figura 21: Relação entre as tensões residuais e a resistência à fadiga de impacto^[20]

2.5.7 - Comparação entre válvulas de aço carbono e aço inoxidável

As mudanças nas condições de serviço em compressores, que ocorreram em anos recentes devido à utilização de novos refrigerantes e lubrificantes e o aumento das cargas mecânicas suportadas pelas válvulas vêm causando a substituição das válvulas de aço carbono por válvulas de aço inoxidável^[28]. A seleção do material para a fabricação é determinada pelas condições de operação das válvulas do compressor^[46]. As vantagens da utilização de válvulas de aço inoxidável em relação às resistências de tração, flexão e impacto, influência da temperatura e fadiga de corrosão são discutidas a seguir.

As válvulas de aço inoxidável têm propriedades mecânicas que as tornam superiores em termos de resistência às fadigas de tração, flexão e impacto^[46]. Essas

propriedades são particularmente benéficas quando as válvulas são expostas a altas cargas de flexão e impacto em serviço. Observações em válvulas que falharam mostram que as áreas de deformação plástica localizadas na região das trincas são muito maiores em válvulas de aço inoxidável, o que resulta no retardo do estágio inicial da quebra^[33].

As propriedades mecânicas do aço carbono podem ser afetadas por um mínimo aumento na temperatura, e em baixas temperaturas o material tem maior fragilidade que o aço inoxidável^[46]. O aço inoxidável é recomendado, portanto, em aplicações nas quais a temperatura pode ser um fator crítico.

Com relação à fadiga por corrosão, mesmo uma pequena quantidade de elementos corrosivos ou umidade pode ter um efeito negativo na confiabilidade da válvula, afetando principalmente válvulas de aço carbono. Para se evitar a fadiga devido à corrosão, é preferível a utilização de válvulas de aço inoxidável^[46].

Apesar da natureza simples do funcionamento da válvula, diversas características devem ser consideradas para se obter um compressor com bom desempenho e confiabilidade aceitável. O projeto de válvulas é uma importantíssima etapa no desenvolvimento de compressores e, portanto, merece especial atenção.

O presente capítulo apresentou uma visão geral da importância das válvulas no funcionamento dos compressores e das causas de falha das mesmas, destacando-se a fadiga causada por impacto. No capítulo seguinte serão analisadas formas de identificação experimental da fadiga oriunda de impacto.

CAPÍTULO 3 – IDENTIFICAÇÃO EXPERIMENTAL DE FADIGA DE IMPACTO DE VÁLVULAS

3.1 – DETERMINAÇÃO DA GRANDEZA A SER UTILIZADA COMO INDICATIVO DA INTENSIDADE DE IMPACTO

Para o desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas, a primeira investigação a ser realizada é a determinação da grandeza a ser utilizada como indicativo da intensidade de impacto da válvula contra seu assento. Quando se realiza um ensaio de fadiga de impacto é de crucial importância medir, de alguma forma, a intensidade de impacto^[38]. A intensidade de impacto é a grandeza mais importante para os ensaios a serem realizados, pois sua magnitude será o principal determinante dos resultados obtidos da resistência à fadiga de impacto da válvula testada.

A avaliação de uma curva tensão – número de ciclos (S-N), o principal indicativo da resistência da válvula a ser gerado pela bancada de ensaios, requer a determinação da tensão de impacto ou algum parâmetro alternativo que pode ser relacionado à tensão^[38]. Nessa investigação as medições de várias grandezas foram consideradas, como a deformação da superfície da válvula, a aceleração, a força e a velocidade de impacto da válvula contra seu assento. A viabilidade e a representatividade de cada medição são discutidas a seguir.

A grandeza que governa a ocorrência das rachaduras que causam a falha é a deformação sofrida pela válvula, gerada pelas tensões ocasionadas pelo impacto da válvula contra o seu assento. Essa seria, idealmente, a grandeza a ser mensurada. Porém, a natureza das tensões de impacto torna a medição muito difícil ou impossível^{[30][33][35][36]}.

A obtenção das tensões de impacto que governam a falha da válvula com a utilização de extensômetros instalados na sua superfície representa uma enorme dificuldade experimental^{[30][33][36]}. A determinação das tensões é praticamente impossível, devido ao histórico de cargas complexo e aleatório^{[33][35]}; à duração extremamente curta dos pulsos de tensão; aos efeitos transientes dinâmicos e às interferências de tensões sofrida pela válvula a cada impacto^[33]. A curtíssima duração dos pulsos de tensão ocasionados pelo impacto da válvula, de cerca de 60 ns, requereria a utilização de um sistema de medição com altíssima frequência de resposta^[36], não existindo atualmente no mercado um transdutor com resposta dinâmica alta o suficiente.

Outro motivo que não possibilita a utilização de extensômetros nas proximidades da borda da válvula, onde acontecem as maiores tensões, é a natureza extremamente localizada dos picos de deformação^[24]. Seria necessária a instalação de extensômetros microscópicos, caso contrário o baixo valor médio das deformações existentes na superfície da válvula^{[24][33]} impediria a detecção dos picos de tensão. Além disso, não se sabe, a princípio, a direção das deformações ocasionadas pelo impacto, o que dificulta ou impossibilita a instrumentação. As altas acelerações da extremidade da válvula durante o seu movimento é outro fator que traria complicações experimentais, dificultando a fixação dos extensômetros e a passagem e fixação dos cabos.

Quando uma válvula atinge o assento, tensões compressivas são induzidas na área de impacto. Essas tensões são transformadas em tensões trativas e de cisalhamento, que se propagam como ondas elásticas em alta velocidade através da válvula. A tensão transformada inicial é definida pela equação 4^{[18][22]}:

$$\sigma_0 = v_0 \sqrt{E\rho} \quad (4)$$

Onde:

- σ_0 é a tensão inicial;
- v_0 é a velocidade de impacto;
- E é o módulo de elasticidade;
- ρ é a densidade do material.

A equação para a inicialização de ondas de tensão elásticas em materiais sólidos mostra que as tensões na superfície da válvula causada pelo impacto são

função das propriedades do material e são linearmente proporcionais à velocidade com que a válvula atinge o assento^{[18][34][38]}.

A relação entre a velocidade de impacto e a velocidade do som no material da válvula é uma medida de deformação, sendo definida pela equação 5^[37]:

$$\varepsilon = \frac{v_o}{v_s} \quad (5)$$

Onde:

- ε é a deformação;
- v_o é a velocidade de impacto;
- v_s é a velocidade do som no material da válvula.

A medição da velocidade, portanto, geraria um indicativo confiável das tensões de impacto ou deformação na superfície da válvula, importantes grandezas de interesse nos ensaios de fadiga de válvulas. A relação linear entre as tensões de impacto e a velocidade de impacto da válvula pode ser visualizada no gráfico da figura 22.

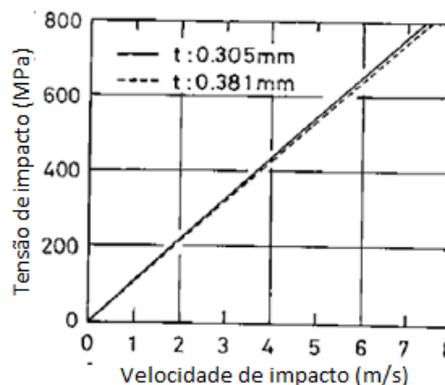


Figura 22: Relação entre a velocidade e a tensão de impacto da válvula^[39]

O trabalho realizado por Bae, Suk, Ma e Im^[27] concluiu, por meio de um modelo teórico, que a força de impacto também é uma grandeza linearmente proporcional à velocidade de impacto. Essa relação foi confirmada experimentalmente pelos autores, que utilizaram um sensor de proximidade para medir o deslocamento da válvula e uma célula de carga para medir a força de impacto, que recebe a energia de impacto da válvula por meio do assento. Os dados obtidos nesse experimento podem ser visualizados no gráfico da figura 23.

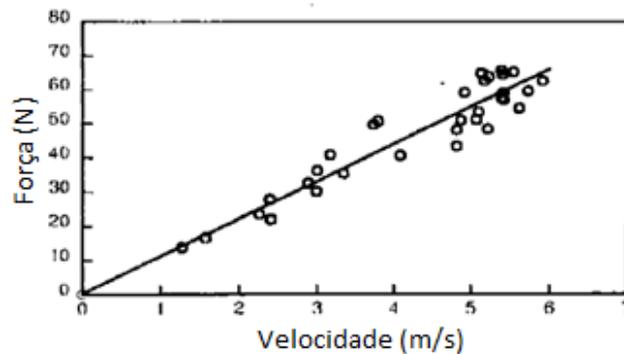


Figura 23: Relação entre a velocidade e a força de impacto^[27]

A medição da aceleração de impacto não é considerada uma boa alternativa para a medição da intensidade de impacto por vários autores. A obtenção da aceleração com o uso de um acelerômetro piezoelétrico, por exemplo, é dependente da massa e da espessura da válvula^{[34][38]}. Para uma mesma velocidade de impacto, uma válvula com maior massa geraria uma aceleração máxima superior a uma válvula de menor massa. As equações que definem as tensões geradas na válvula devido ao impacto são função apenas da velocidade e das propriedades do material, e não da massa e espessura da válvula^{[34][38]}.

A velocidade é, portanto, a medida mais adequada da intensidade de impacto^{[34][36][38]} por vários motivos citados a seguir. A velocidade pode ser determinada por meio de transdutores de deslocamento^[36], existindo no mercado uma grande variedade de sistemas com alta frequência de resposta, diferentes dimensões e diferentes tecnologias de transdução sem contato. Diferentemente da força e aceleração de impacto, a velocidade não depende da massa e espessura da válvula, o que alteraria a relação com as tensões de impacto para cada modelo diferente de válvula. O principal motivo da utilização da velocidade como indicativo da intensidade de impacto é a relação linear com as tensões induzidas na válvula devido ao impacto, que são as causadoras das deformações que ocasionam a falha da válvula.

De acordo com os aspectos teóricos e práticos discutidos na presente seção, a velocidade foi escolhida como o indicativo da intensidade de impacto para as medições e controle da bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas, cujo desenvolvimento é relatado no presente trabalho.

3.2 – BANCADAS EXPERIMENTAIS DE ENSAIO DE VÁLVULAS

Devido ao problema crítico de fadiga de impacto de válvulas de compressores herméticos, diversas bancadas experimentais foram desenvolvidas para a obtenção de dados de resistência à fadiga de impacto de materiais de válvulas. Os trabalhos realizados por Svenzon^[31], Dusil e Johansson^[33], Futakawa e Namura^[47] e Libralato e Contarini^[40] foram estudados na etapa inicial do desenvolvimento dos trabalhos aqui relatados.

Como característica em comum, as bancadas experimentais desenvolvidas utilizam pulsos de ar comprimido de curta duração para realizar o movimento da válvula. Os sistemas utilizam duas saídas de jatos de ar comprimido, uma para realizar a abertura, e outra para forçar o fechamento da válvula. O pulso de ar comprimido responsável pelo fechamento possibilita atingir velocidades muito superiores às normalmente verificadas em compressores, permitindo forçar a quebra da válvula em condições controladas. Segundo Libralato e Contarini^[40], o uso de um segundo pulso de ar comprimido forçando a válvula a fechar é útil para fazer a válvula oscilar em uma frequência maior que a frequência natural, o que favorece o aumento das velocidades de impacto.

A velocidade ou a aceleração da válvula são obtidas para a realização dos testes, sendo mantidas em valores constantes durante todo o ensaio. Controlando-se a velocidade ou a aceleração em valores fixos, verifica-se o momento em que a válvula quebra devido ao impacto. Nesse instante é obtido o número de impactos que a válvula testada suportou até ocorrer a fratura. A relação entre a intensidade de impacto do ensaio e o número de impactos até a ocorrência de falha é considerada um indicativo da resistência à fadiga de impacto da válvula. Caso diferentes válvulas sejam testadas realizando-se os ensaios com a mesma intensidade de impacto, é possível comparar os limites de fadiga obtidos e determinar qual a válvula menos sujeita à falha^[24].

A maioria das bancadas experimentais desenvolvidas, com exceção da bancada desenvolvida por Libralato e Contarini^[40], utilizavam espécimes de forma e dimensões padronizadas ao invés de válvulas reais aplicadas em compressores de refrigeração. Os ensaios realizados nessa bancada têm a finalidade de obter apenas

o limite de fadiga do material da válvula, não permitindo a verificação dos resultados de fadiga para diferentes projetos de válvula.

Outra característica que diferencia as bancadas experimentais desenvolvidas da aplicação real no compressor é a ausência de óleo e gás refrigerante. Esses elementos alteram as tensões induzidas na válvula pelo impacto. A presença de uma camada de óleo no assento da válvula, por exemplo, absorve parte da energia de impacto, desacelerando a válvula^[40].

Os testes são realizados em ambientes secos e não corrosivos. A temperatura utilizada para os ensaios é a temperatura ambiente, circunstância diferente do que ocorre na situação real de utilização do compressor. O fato dos ensaios não serem realizados na temperatura de utilização das válvulas em compressores não é considerado um problema para os autores, pois não são esperadas alterações nas propriedades de fadiga da válvula nessas condições^{[31][43]}.

Apesar das diferenças operacionais citadas, o aspecto das fraturas criadas devido à fadiga de impacto nas bancadas experimentais é muito semelhante às verificadas em válvulas de compressores que falharam^[31], evidenciando a representatividade dos resultados obtidos. A utilização de bancadas experimentais permite o emprego de sistemas de medição superiores, devido à maior facilidade de acesso, o controle da intensidade de impacto em diferentes níveis e a realização dos ensaios em uma frequência muito superior à de funcionamento dos compressores. Essas características tornam as bancadas experimentais importantíssimas ferramentas de determinação do limite de fadiga das válvulas de compressores de refrigeração.

O sistema de pulsos de ar comprimido alternados, sendo um responsável pela abertura e outro por forçar o fechamento da válvula, se mostrou adequado para realizar o movimento da válvula de acordo com os artigos publicados sobre as bancadas experimentais desenvolvidas no passado. Por permitir a excitação da válvula em alta frequência, por possibilitar atingir altas velocidades de impacto e por realizar ensaios muito representativos em relação aos resultados de fadiga de impacto, decidiu-se pela utilização, no trabalho aqui relatado, do sistema de pulsos de ar comprimido alternados.

No presente capítulo foram discutidos os motivos da escolha da grandeza a ser utilizada como indicativo da intensidade de impacto e as principais características das bancadas de ensaio de válvulas desenvolvidas anteriormente. No

próximo capítulo serão discutidos detalhes relativos à proposta de abordagem para o desenvolvimento de uma bancada de ensaio de fadiga por impacto de válvulas.

CAPÍTULO 4 – PROPOSTA DE ABORDAGEM PARA DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIO DE VÁLVULAS

Na análise realizada no capítulo 3 definiu-se que o movimento da válvula seria realizado com o uso de pulsos alternados de ar comprimido, gerados com intensidade suficiente para abrir a válvula testada e fechá-la em seguida, possibilitando atingir altas velocidades de impacto.

No presente capítulo são discutidos detalhes sobre os requisitos para o desenvolvimento da bancada experimental: método para a obtenção da velocidade da válvula; dados a serem gerados pelos ensaios; detecção do instante de impacto; controle da velocidade de impacto; detecção de quebra da válvula; contagem do número de ciclos; sistemas de medição de deslocamento considerados.

4.1 – OBTENÇÃO DA VELOCIDADE DE IMPACTO

A velocidade deve ser obtida por meio da derivação do sinal de deslocamento da válvula. A derivada representa a taxa de variação de uma função e a velocidade representa a taxa de variação do deslocamento de um corpo em função do tempo.

Medindo-se o deslocamento da válvula durante o seu movimento, é possível obter sua velocidade durante a abertura e o fechamento da válvula. Para se obter a velocidade com que a válvula impacta contra o seu assento - a velocidade de impacto - é necessário utilizar um método para a detecção do instante de impacto. A velocidade instantânea da válvula no momento em que o impacto for detectado é definida como a velocidade de impacto da válvula.

4.2 – DEFINIÇÃO DE REQUISITOS DA BANCADA DE ENSAIO DE VÁLVULAS

4.2.1 – Dados a serem gerados

O principal resultado que a bancada deve gerar é o número de ciclos suportados pela válvula testada para uma determinada velocidade de impacto até que ocorra a fratura. Realizando ensaios em diferentes níveis de velocidades de impacto, pode-se obter uma curva S-N, conforme discutido no apêndice I. A curva S-N permite verificar a resistência do material da válvula para diferentes velocidades de impacto e é muito útil para a comparação entre diferentes projetos e materiais de válvulas. A obtenção da curva S-N exige, portanto, a medição e o controle da velocidade de impacto e a contagem do número de ciclos realizados pela válvula durante o ensaio.

4.2.2 - Detecção do instante de impacto

A colisão da válvula contra seu assento deve ser detectada a cada impacto para que a velocidade da válvula seja obtida nesse exato instante. Devido ao efeito chicote, a velocidade de impacto sofre enorme variação na proximidade do impacto^[26], tornando necessária a utilização de um método para detecção de impacto com altíssima resposta dinâmica. Qualquer atraso proveniente do método de detecção de impacto causaria um erro muito significativo em relação à velocidade real de impacto, devido a sua enorme variação nesse momento.

É necessário o desenvolvimento de um sistema que detecte o impacto para todas as velocidades de ensaio e que deixe de detectar poucos, ou se possível, nenhum impacto.

4.2.3 - Controle da velocidade de impacto

Para os dados da resistência à fadiga de impacto serem representativos, a velocidade média do ensaio deve ser mantida, durante todo o ensaio, com um erro mínimo em relação à velocidade que se deseja controlar. Caso haja diferença entre as velocidades médias de impacto de diferentes ensaios, é de se esperar que esse erro em relação à referência cause uma diferença na obtenção do número de impactos suportado pela válvula até a ocorrência da fratura. A variação dos resultados obtidos seria proveniente também da variação da condição de operação, e não somente da variação da resistência à fadiga de diferentes válvulas.

Outro fator que pode ser decisivo nos resultados dos ensaios é a variação da velocidade de impacto durante os testes. Com uma grande dispersão dos valores de velocidade de impacto, a válvula provavelmente impactaria com velocidades muito superiores à velocidade de controle e esses impactos seriam os causadores primários das fraturas verificadas. É necessário manter, portanto, o menor erro possível entre a velocidade de impacto e a velocidade de controle e uma mínima variação da velocidade durante o ensaio. Dessa maneira, a representatividade dos ensaios não será prejudicada pelo controle inadequado da velocidade de impacto.

4.2.4 - Detecção de quebra de válvula

A válvula deve ser monitorada durante todo o ensaio. A ocorrência da fratura causada pelo impacto deve ser detectada automaticamente para que seja contado o número de ciclos que a válvula suportou até falhar. Um sistema de detecção de quebra deve possibilitar a determinação do instante em que a válvula fraturou com baixa incerteza. Um erro muito grande em relação ao real momento de ocorrência de falha acarretaria a leitura errada do número de ciclos, prejudicando a obtenção de um importante resultado para os ensaios de fadiga de impacto.

A principal dificuldade para o sistema de detecção de quebra da válvula é que esse deve ser capaz de acusar a ocorrência da fratura mesmo com a válvula se

movimentando em altíssima frequência e alcançando sua abertura máxima. Além disto, a detecção deve ser realizada sem a interrupção do ensaio de fadiga.

4.2.5 - Contagem do número de impactos

O número de impactos deve ser adquirido continuamente durante o ensaio. No instante em que o sistema de detecção de quebra de válvula acusa a existência de fratura, o número de impactos deve ser obtido com incerteza aceitável para ser utilizado como indicativo da resistência à fadiga de impacto da válvula testada. O sistema de contagem de impactos desenvolvido deve funcionar para toda faixa de frequência de operação da válvula.

O número de impactos que a válvula suportou antes de falhar é um importante resultado no ensaio, sendo utilizado para traçar a curva S-N, onde o número de impactos pertence ao eixo das abscissas. A contagem do número de impactos serve também para interromper um teste, quando o número for superior a um determinado limite estabelecido.

4.2.6 – Requisitos operacionais

Os ensaios devem ser realizados com a mínima necessidade de interferência do operador. A bancada experimental não pode exigir uma instrumentação complicada e deve possibilitar a troca da válvula sem muita dificuldade, para que o tempo de preparação entre ensaios seja mínimo.

Para garantir a representatividade dos resultados obtidos, alguns requisitos e características de ensaio foram definidos:

- a válvula deve ser movimentada de maneira similar à verificada em compressores de refrigeração;

- o conjunto da válvula deve ser montado conforme é realizado nos compressores, para que as propriedades mecânicas da válvula sejam mantidas;

Também definiu-se que os ensaios podem ser realizados na temperatura ambiente e sem a utilização de óleo lubrificante e gás refrigerante.

4.3 – MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTO

4.3.1 - Requisitos do sistema de medição de deslocamento

Para seleção correta do sistema de medição a ser utilizado, alguns requisitos metrológicos e operacionais devem ser estabelecidos. A seleção de um sistema de medição de deslocamento adequado exige considerações dos aspectos relativos à frequência de resposta; contato do sensor; sensibilidade ao material da válvula; local, incerteza e faixa de medição; e obstrução dos pulsos de ar comprimido.

Devido à curtíssima duração do fenômeno do impacto, é imprescindível que o sistema de medição para caracterizá-lo tenha uma alta frequência de resposta. A alta frequência de corte é um requisito do sistema de medição de deslocamento para que esse seja sensível a qualquer oscilação e variação do movimento da válvula. A atenuação ou atraso desse sinal causaria uma grande divergência entre a velocidade medida e a velocidade de impacto real.

As medições de deslocamento devem ser obrigatoriamente sem contato do sensor com a válvula. A utilização de um sensor de contato alteraria certamente o movimento das válvulas, que são componentes de pequena dimensão e massa. O sistema de medição deve ter boa sensibilidade ao movimento da válvula, que é um componente metálico, fabricado de aço carbono ou aço inoxidável, e altamente liso e reflexivo.

O deslocamento deve ser medido próximo à área de impacto da válvula, ou seja, em um local vizinho a sua borda. Quanto mais próximo à região de impacto,

maior a representatividade da medição realizada, já que a velocidade da válvula no instante do impacto é a grandeza de interesse.

A faixa de medição não é um requisito crítico para o sistema de medição. A medição do deslocamento deve ser realizada na faixa próxima ao impacto obrigatoriamente com baixa incerteza. Porém, não é necessário que a medição com baixa incerteza seja realizada durante todo o movimento da válvula testada, já que a grandeza de interesse é a velocidade no momento do impacto, quando a válvula está próxima ao seu assento. Em medições em compressores, por exemplo, o impacto só é considerado em uma faixa dentro de 0,2 mm¹.

Para permitir que a válvula entre em movimento com os pulsos de ar comprimido, é necessário que o transdutor de deslocamento obstrua os jatos de ar o mínimo possível. Caso o transdutor ocupe um espaço considerável da área de acesso aos pulsos de ar da válvula, tanto para a abertura quanto para o fechamento, não seria possível atingir as altas velocidades que ocasionam a fadiga de impacto. Por se localizar próximo à região de impacto, o canal de sucção da placa válvula é o local ideal para a medição do deslocamento da válvula. Esse canal tem dimensões muito reduzidas, podendo ter espaço disponível de apenas 3 mm para a instalação do transdutor.

4.3.2 – Sistemas de medição de deslocamento considerados

Para a seleção do sistema de medição de deslocamento a ser utilizado na bancada experimental, cinco princípios de funcionamento de transdução foram considerados:

- sistema de correntes de *eddy*;
- sistema capacitivo;
- vibrômetro laser Doppler;
- sistema de fibra óptica;
- laser interferométrico.

¹Valor considerado dentro da faixa de impacto pelos técnicos do Laboratório Mecânico da empresa parceira

A seguir são discutidas as vantagens e desvantagens de cada sistema, incluindo suas principais características metrológicas e detalhes da forma de utilização imaginada para cada sistema.

4.3.2.1 – Sistema de correntes de *eddy*

A medição com o uso de sistemas que utilizam correntes de *eddy* é realizada sem contato, exigindo que o sensor seja posicionado próximo ao objeto a ser medido. Esse tipo de sistema indutivo tem sensibilidade a qualquer material condutor de eletricidade^[48], no qual são geradas correntes de *eddy* que interagem com o campo magnético criado pela bobina do sensor. A interação entre os campos magnéticos altera o campo da bobina proporcionalmente à distância entre o sensor e o objeto.

Sistemas de alta frequência de resposta que utilizam esse princípio de transdução estão disponíveis comercialmente. A faixa de medição é dependente principalmente do diâmetro do sensor. De maneira geral, quanto maior o diâmetro do sensor, maior a faixa de medição linear. Para sensores sem blindagem, o que resulta em um menor diâmetro, o objeto a ser medido deve ter idealmente três vezes o diâmetro do sensor^[49].

Utilizando-se transdutores com faixa de medição reduzida, seu diâmetro seria pequeno e o sensor poderia ser instalado próximo ao local de impacto da válvula. A montagem realizada dessa maneira não causaria uma grande obstrução dos pulsos de ar comprimido utilizados para realizar o movimento da válvula. Esse tipo de transdutor exige a obtenção da característica de resposta para cada montagem específica.

4.3.2.2 – Sistema capacitivo

Os sistemas capacitivos podem medir sem contato o deslocamento de objetos eletricamente condutores. Grande parte dos sistemas capacitivos utiliza o sistema de placas paralelas, no qual os dois eletrodos são formados pelo sensor e pelo objeto cujo deslocamento é medido^[50]. A capacitância do transdutor é proporcional ao deslocamento do objeto, sendo medida com o uso do seu sistema de condicionamento de sinal.

A frequência de resposta é um aspecto negativo na utilização de transdutores capacitivos, já que a maioria dos sistemas não têm resposta dinâmica rápida o suficiente para medir as oscilações e a variação do deslocamento da válvula que ocorrem no momento do impacto.

Outro aspecto negativo é o diâmetro relativamente grande dos sensores capacitivos, mesmo para pequenas faixas de medição. O sensor CS02 da empresa Micro-Epsilon, por exemplo, tem faixa de medição de apenas 0,2 mm e diâmetro de 6 mm. Já o sensor HPC-40, da empresa Capacitec, tem faixa de medição de 0,5 mm e diâmetro de 4,75 mm. Esses sensores, apesar de serem os de menor diâmetro comercializados por essas empresas, não poderiam ser utilizados próximos à região de impacto, já que a instalação no canal de sucção causaria a obstrução dos pulsos de ar comprimido. O grande diâmetro do sensor capacitivo faz com que o valor médio do deslocamento de uma grande área da válvula seja medido, e como consequência, a velocidade da ponta da válvula será subestimada^[38].

Assim como o sistema indutivo que utiliza correntes de *eddy*, o sistema capacitivo requer a obtenção da característica de resposta do transdutor para cada montagem específica.

4.3.2.3 – Vibrômetro laser Doppler

O vibrômetro laser Doppler é um instrumento que mede as vibrações de uma superfície sólida em movimento utilizando o efeito Doppler em uma onda de luz dispersa. A velocidade e/ou o deslocamento são medidos sem contato ao longo do

eixo óptico do sistema^[10]. Alguns vibrômetros têm altíssima frequência de resposta, permitindo medir qualquer variação de alta frequência do movimento da válvula. A maioria dos vibrômetros mede diretamente a velocidade, não necessitando derivar o sinal de deslocamento para se obter a velocidade de impacto.

Os vibrômetros podem medir em uma faixa de deslocamento relativamente grande e podem ser utilizados afastados do objeto de medição. O local de medição pode ser facilmente escolhido apontando-se o ponto visível de laser em qualquer posição da superfície da válvula. Outras vantagens são a boa resolução e o fato de não ser necessário realizar um procedimento de calibração para se obter a característica de resposta para cada objeto e montagem específicos.

Porém, os vibrômetros laser Doppler são sistemas de custo extremamente elevado, na faixa de dezenas de milhares de reais. Além disso, esses sistemas necessitam de uma superfície difusa para realizar as medições. A superfície extremamente polida e reflexiva das válvulas não gera bons resultados na utilização de vibrômetros, sendo necessária a realização de um tratamento para aumentar sua rugosidade e mudar o comportamento para uma superfície difusiva^[10].

Durante uma avaliação utilizando um vibrômetro laser Doppler na bancada experimental, foi necessário aplicar uma tinta spray especial no local de medição da válvula para se gerar uma melhor resposta do sinal de medição. A presença da tinta pode ser considerada um fator negativo por dificultar a detecção de fratura no ponto de medição.

4.3.2.4 – Sistema de fibra óptica

Esse tipo de sistema utiliza fibras de vidro agrupadas para transmitir luz e receber a luz refletida pela superfície do objeto medido. A intensidade da luz refletida é proporcional à distância entre a ponta do sensor e o objeto medido^[51]. Esse tipo de princípio de transdução pode ter alta frequência de resposta, a medição é realizada sem contato e resulta em uma excelente sensibilidade ao material da válvula. A superfície lisa e extremamente reflexiva da válvula é ideal para os sistemas de medição de deslocamento por fibra óptica.

Normalmente, a faixa de medição dos sistemas de fibra óptica é muito reduzida e os sensores têm pequena dimensão, com diâmetros a partir de 0,5 mm. Dessa maneira, os sensores podem ser facilmente instalados no canal de sucção, próximos ao local de impacto, e a obstrução dos pulsos de ar comprimido é mínima.

4.3.2.5 – Sistema de triangulação a laser

Os sistemas de triangulação utilizam o laser como fonte luminosa devido a sua alta intensidade e por ser extremamente concentrado, o que gera um ponto de luz de pequeno diâmetro na superfície do objeto a ser medido. A reflexão da luz transmitida para o objeto é focalizada por lentes ópticas em um dispositivo sensível à luz, chamado receptor. A variação de posição do objeto medido ocasiona a variação da posição do ponto de luz refletido ao receptor^[52]. O circuito de condicionamento do sistema detecta a posição do ponto de luz e gera um sinal de saída proporcional ao deslocamento do objeto medido.

A medição de deslocamento por sistemas de triangulação a laser é realizada sem contato e o transdutor deve ser fixado a uma distância especificada do objeto para funcionar corretamente. Não há necessidade de obtenção da característica de resposta para cada montagem e material específico, já que uma resposta linear é esperada em função da posição do objeto medido.

Devido à necessidade de um complexo processamento digital do sinal obtido, esses sistemas normalmente têm frequência de resposta inadequada para medições de alta dinâmica, como o fenômeno do impacto de válvulas. Além disso, as medições não podem ser satisfatoriamente realizadas em materiais altamente reflexivos^[53]. Dessa maneira, o material da válvula não é ideal para a utilização dos sistemas de triangulação a laser. Outras desvantagens são o custo elevado e suas dimensões relativamente grandes em relação à válvula, o que resultaria na obstrução dos pulsos de ar comprimido quando utilizados na bancada experimental.

4.3.2.6 – Comparação e seleção do sistema de medição

Para auxiliar a seleção do sistema de medição a ser utilizado na bancada experimental, uma tabela comparativa foi criada para avaliar cada sistema considerado em função de sua frequência de resposta, sensibilidade ao material da válvula, necessidade de obtenção de curva de resposta, possibilidade de medição no local de impacto, obstrução dos pulsos de ar comprimido e custo.

A avaliação de cada uma das características dos sistemas é realizada com um, dois ou três pontos, sendo o total de pontos somados. Quanto maior a pontuação de cada sistema considerado, maior é sua aptidão para ser utilizado na bancada experimental de ensaio de fadiga de impacto de válvulas. A comparação entre os sistemas é mostrada na tabela 1.

Tabela 1: Comparação entre os sistemas de medição de deslocamento considerados

Característica	Correntes de <i>eddy</i>	Capacitivo	Vibrômetria	Fibra óptica	Triangulação a laser
Frequência de resposta	◆◆	◆	◆◆◆	◆◆	◆
Sensibilidade ao material da válvula	◆◆◆	◆◆◆	◆	◆◆◆	◆
Necessidade de calibração	◆	◆	◆◆◆	◆◆	◆◆◆
Possibilidade de medição no local do impacto	◆◆◆	◆	◆◆◆	◆◆◆	◆◆◆
Obstrução dos pulsos de ar comprimido	◆◆◆	◆	◆◆◆	◆◆◆	◆
Custo	◆◆◆	◆◆◆	◆	◆◆◆	◆◆
Total	15	10	14	16	11

Primeiramente, a avaliação dos cinco sistemas de medição considerados permite excluir a possibilidade de utilização dos sistemas capacitivo e de triangulação a laser, devido às suas características operacionais e metrológicas. Os sistemas não foram selecionados por não terem capacidade de caracterizar satisfatoriamente o impacto das válvulas testadas na bancada experimental.

Os sistemas que se mostraram adequados para a medição do impacto da válvula foram o sistema de correntes de *eddy*, o vibrômetro laser Doppler e o sistema de fibra óptica. Entre esses, o elevadíssimo custo de um vibrômetro de alta frequência de resposta faz com que a possibilidade de sua utilização seja descartada para essa etapa do projeto.

Como ambos os sistemas fibra óptica e correntes de *eddy* se mostraram adequados para a caracterização do impacto de válvulas, decidiu-se pela aquisição desses dois sistemas. Esses sistemas foram escolhidos principalmente devido à sua

frequência de resposta adequada, à sua facilidade de instrumentação, por permitirem a medição no local próximo ao impacto, e por serem adequados para a medição de materiais utilizados para a fabricação de válvulas de compressores. Os princípios de funcionamento dos sistemas de medição de deslocamento escolhidos são apresentados no apêndice II.

No presente capítulo foram discutidos detalhes sobre os requisitos operacionais e metrológicos da bancada experimental a ser desenvolvida e a seleção dos sistemas de medição de deslocamento a serem utilizados. No capítulo 5 serão apresentados detalhes sobre o desenvolvimento da bancada de ensaio de válvulas.

CAPÍTULO 5 – DESENVOLVIMENTO DA BANCADA EXPERIMENTAL DE ENSAIO DE VÁLVULAS

O desenvolvimento da bancada experimental de ensaio de válvulas pode ser dividido em duas partes: estrutura física e software. A discussão realizada no presente capítulo acerca da estrutura física da bancada experimental incluiu funcionamento da bancada, projeto mecânico de seus diversos componentes, circuito pneumático e sistema de aquisição de dados utilizado. Com relação ao software desenvolvido, suas principais funcionalidades e dados gerados nos ensaios são discutidos.

5.1 – DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA FÍSICA

5.1.1 – Funcionamento da bancada experimental

Conforme mencionado no capítulo 3, o método de utilização de dois pulsos de ar comprimido alternados para realizar o movimento da válvula foi escolhido, sendo um pulso responsável pela abertura e outro pelo fechamento da válvula. Esse método foi escolhido por possibilitar o controle da velocidade em valores elevados e por ocasionar rachaduras nas válvulas com aspectos similares às observadas em compressores que falharam^[31].

Para gerar os pulsos de ar comprimido alternados são utilizados dois discos com perfurações circulares transversais na vizinhança da sua circunferência. Os discos são fixados no mesmo eixo e, por meio do ajuste de um ângulo de

defasagem entre os furos dos discos, é possível fazer com que os pulsos de ar para abrir e fechar a válvula sejam gerados alternadamente. A válvula e placa válvula são fixadas entre os dois pulsos de ar comprimido.

Para gerar os pulsos, um reservatório permanece em contato com os discos, permitindo a passagem do ar comprimido caso esteja em contato com uma perfuração ou vedando a passagem do ar caso esteja em contato com a superfície lisa do disco. A rotação dos discos é controlada por um motor conectado ao eixo. Essa configuração é mostrada na figura 24.

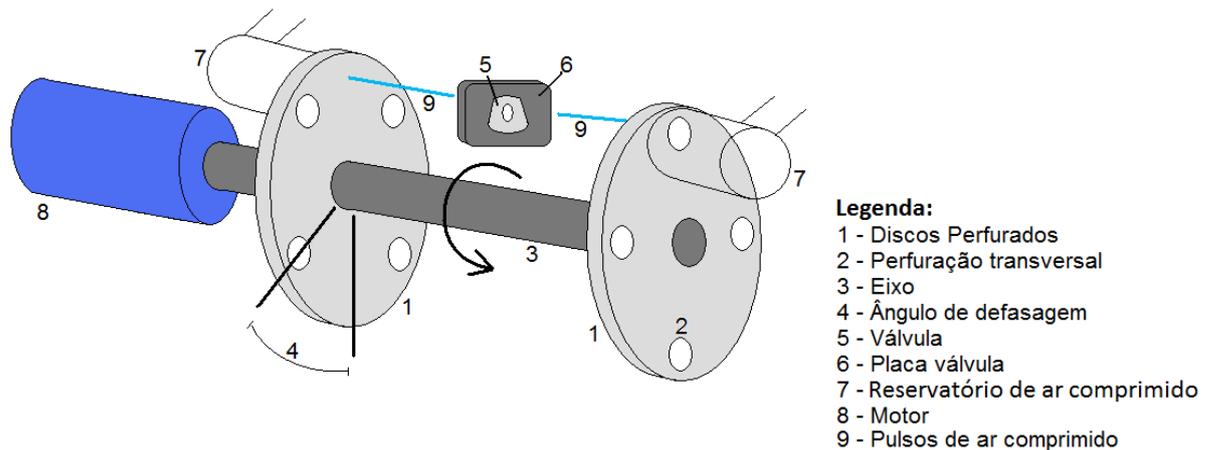


Figura 24: Funcionamento da bancada experimental

O motor conectado ao eixo é responsável pela frequência do movimento da válvula. Quando maior a frequência rotacional de operação do motor, mais alta será a frequência de excitação da válvula. O valor da velocidade é obtido derivando-se o sinal de medição do deslocamento da válvula, o que é realizado instalando-se um transdutor de deslocamento próximo ao local onde ocorre o impacto. A velocidade de impacto é controlada por meio da pressão de ar comprimido existente nos volumes anteriores aos discos perfurados. Para monitorar a pressão, transdutores de pressão são instalados em diferentes locais nos volumes de ar comprimido.

A detecção da quebra é realizada por uma câmera que monitora continuamente a existência de fratura na superfície da válvula. Para realizar a detecção do impacto, um acelerômetro de alta frequência de resposta é fixado na placa válvula.

5.1.2 - Componentes utilizados

Com o objetivo de atender aos requisitos operacionais e metrológicos da bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas, diversos componentes foram selecionados e adquiridos de acordo com suas especificações. Entre os componentes utilizados na bancada, destacam-se: motor elétrico; sistema de medição de deslocamento de correntes de *eddy*; sistema de medição de deslocamento de fibra óptica; câmera digital; sistema de iluminação; acelerômetros e transdutores de pressão. A seguir, a escolha de cada um desses componentes é discutida.

O motor elétrico é responsável por controlar a frequência do movimento da válvula testada na bancada experimental. Como a velocidade de impacto também é função da frequência dos pulsos de ar comprimido alternados utilizados para excitar a válvula, uma característica importante do motor é sua capacidade de manter uma frequência rotacional estável durante todo o ensaio. Outra característica desejável no motor elétrico é que permita atingir altas frequências rotacionais, o que possibilita a realização de ensaios com menor duração. Após uma criteriosa pesquisa dos motores comercialmente disponíveis, o motor brushless Maxon modelo EC 45 se destacou devido às suas características.

Esse motor tem frequência rotacional nominal de 10500 rpm, torque contínuo de 280 mNm e potência de 250 W. O motor brushless é alimentado por uma fonte de tensão contínua de 48 V modelo MCE CMH-48-10 e utiliza o controlador Maxon DEC 70/10. Esse controlador permite o controle da frequência rotacional, da corrente ou da tensão de alimentação e utiliza uma frequência de chaveamento de 50 kHz. O controle é realizado por meio de um sinal analógico de (-10 a +10) V.

O sistema de medição de deslocamento *eddy* Micro-Epsilon *eddy*NCDT 3300 se destacou entre os sistemas pesquisados e foi adquirido, em conjunto com o sensor EU05 da mesma empresa. As principais características do sistema são a alta frequência de resposta, de 100 kHz; o baixo erro devido à não-linearidade e a boa resolução, respectivamente de $\pm 0,2\%$ e $0,01\%$ da faixa de medição; e o reduzido diâmetro do sensor, de 2,5 mm. O sistema também apresenta baixa deriva térmica, de $\pm 0,015\%$ (da faixa de medição) por $^{\circ}\text{C}$ e pode gerar sinal de saída em tensão ou

corrente. Um mostrador de LCD auxilia a leitura do sinal de medição e ajuste dos diversos parâmetros. A faixa de medição é de 0,5 mm.

Devido as suas dimensões reduzidas, o sensor pode ser utilizado no canal de sucção, próximo ao local de impacto da válvula. O condicionador de sinais e o desenho técnico do sensor adquiridos são mostrados na figura 25.

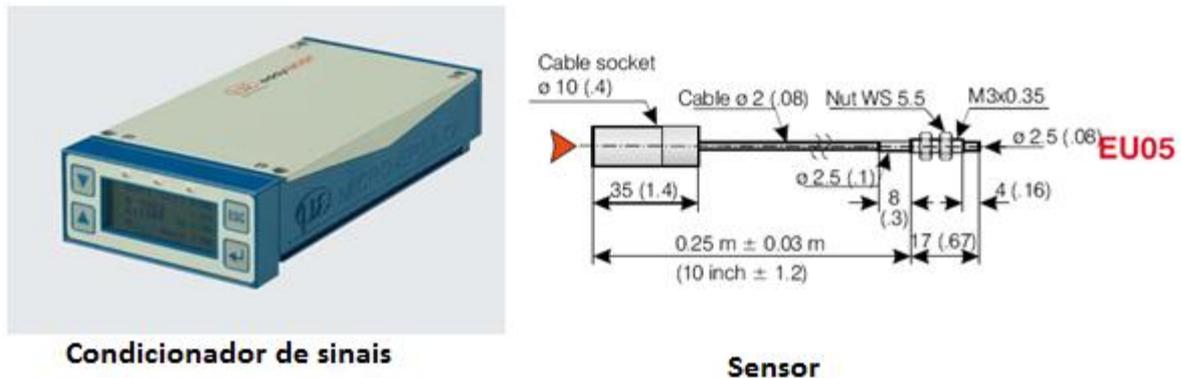


Figura 25: Sistema de medição de deslocamento *eddy* adquirido

O sistema de medição de fibra óptica adquirido foi o modelo RC20 da empresa Philtec. O transdutor apresenta altíssima frequência de resposta – de 350 kHz – e o diâmetro do sensor é extremamente reduzido, medindo apenas 0,8 mm. O seu pequeno diâmetro permite que a medição seja realizada muito próxima ao local de impacto da válvula.

O sinal de medição do sistema sofre mínima alteração, caso haja inclinação do objeto a ser medido, em uma faixa de $\pm 10^\circ$. Isso é vantajoso na aplicação prevista, pois a válvula sofre inclinação durante o seu movimento. Na proximidade do local de impacto, porém, a válvula terá certamente uma inclinação inferior a $\pm 10^\circ$, não prejudicando a incerteza da medição.

O circuito de condicionamento conta com um sistema de estabilização da temperatura do circuito eletrônico, rejeição da luz ambiente e faixa de medição linear de 0,4 mm. O condicionador de sinais e o sensor do sistema de medição de fibra óptica são mostrados na figura 26.



Figura 26: Condicionador de sinais e sensor do sistema de medição de fibra óptica

A câmera digital é utilizada para monitorar a válvula e detectar o instante do ensaio de fadiga em que ocorre a fratura. Decidiu-se pela aquisição de uma câmera com transmissão de dados via interface IEEE 1394, conhecida como FireWire, que apresenta alta velocidade de transmissão de dados e baixo custo. Entre as câmeras digitais pesquisadas, a Point Grey Flea 2 FL2G13S2M-C foi adquirida por apresentar as melhores características.

A câmera escolhida tem resolução máxima de 1296x964 pixels, velocidade de transmissão de até 800 Mbit/s, tempo de exposição de no mínimo 20 ns e a possibilidade de utilização de *trigger*. Entre as características citadas, destaca-se o tempo de exposição de apenas 20 ns. O tempo de exposição é definido como o tempo que o obturador da câmera digital leva para abrir e fechar, deixando passar a luz a ser detectada para sensibilizar o CCD da câmera. Na aplicação da bancada de ensaio de válvulas, o tempo de exposição utilizado é curtíssimo para que seja gerada uma imagem estática e bem definida. A utilização de um tempo de exposição inadequado poderia gerar uma imagem borrada, e a detecção da quebra da válvula não seria possível.

Para capturar as imagens com um tempo de exposição reduzido é necessária uma excelente iluminação da válvula. Para isso foram adquiridos Leds verdes de alto brilho. Os Leds têm potência de 3 W e são verdes devido à melhor sensibilidade da câmera escolhida para o comprimento de onda referente à luz verde. Os Leds são alimentados por duas fontes de corrente contínua reguláveis, de 18 W de potência e corrente máxima de 1 A. Também foram adquiridas as lentes Fujinon HF25HA-1B, com distância focal de 25 mm e regulagem manual do foco e da abertura.

A detecção do instante de impacto é realizada por meio de um acelerômetro instalado na placa válvula. Dois acelerômetros piezorresistivos Endevco foram adquiridos, sendo um do modelo 71-20K e outro do modelo 71-60K. Esses acelerômetros apresentam uma altíssima frequência de ressonância, dimensões muito reduzidas, massa de apenas 0,06 g e são específicos para medição de choque. As características que se destacam nesses acelerômetros são as altíssimas frequências de resposta. Para uma atenuação na amplitude do sinal de ± 1 dB, as frequências de resposta são 68 kHz para o modelo 71-20K, e 136 kHz para o modelo 71-60K. Essa característica é importantíssima na aplicação destinada aos acelerômetros, já que a ocorrência do impacto deve ser acusada instantaneamente no sinal de medição. Na figura 27 o acelerômetro Endevco adquirido, de apenas 6,35 mm de comprimento, 3,25 mm de largura e 1,85 mm de altura, é comparado em tamanho com o de uma moeda.

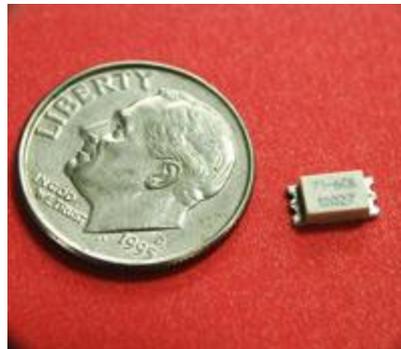


Figura 27: Acelerômetro piezorresistivo Endevco modelo 71

Para medir as pressões existentes nos volumes que armazenam o ar comprimido antes da geração dos pulsos que movimentam a válvula, foram obtidos dois transdutores de pressão piezorresistivos Endevco 8530B-200. Entre as principais características, os transdutores apresentam altíssima frequência de ressonância, de 750 kHz, e faixa de medição de (0 a 14) bar. O transdutor é mostrado na figura 28.



Figura 28: Transdutor de pressão Endevco 8530B-200

Os acelerômetros e os transdutores de pressão adquiridos operam por meio do mesmo princípio de funcionamento. Nesses transdutores é utilizada uma ponte completa ativa de extensômetros semicondutores, que são excitados por uma tensão contínua de 10 V e, de acordo com o sinal medido, alteram sua resistência ôhmica e, conseqüentemente, o sinal de saída do sistema. Para realizar o condicionamento dos transdutores é utilizado um amplificador Endevco modelo 136 de três canais.

5.1.3 – Projeto Mecânico

Para realizar os ensaios de fadiga de impacto de válvulas, foi realizado um projeto mecânico completo de uma bancada experimental. O projeto prevê a utilização de todos os componentes adquiridos, incluindo os sistemas de medição de deslocamento de fibra óptica e de correntes de *eddy*. O projeto das peças e seu desenho técnico foi realizado com o auxílio do software Dassault Systèmes SolidWorks^[54]. A seguir, são discutidos os principais detalhes do projeto, incluindo a fixação do motor, os discos com perfurações, os eixos e acoplamentos, a fixação central, os volumes de ar comprimido, fixação dos sensores e câmera, entre outros.

O motor elétrico é montado a uma altura fixa em relação à base da bancada experimental, sendo encaixado em um furo deslizante e preso com parafusos. Duas mãos francesas são utilizadas para aumentar a rigidez da peça de fixação e reduzir as vibrações. A peça de fixação é presa à base com o uso de parafusos, podendo se mover longitudinalmente para eventuais ajustes. Um dissipador de calor de alumínio foi projetado para evitar que o motor atinja altas temperaturas. Dois ventiladores são utilizados para realizar a circulação de ar pelo dissipador.

Para que o eixo do motor tenha um bom alinhamento com os demais componentes do sistema, tanto angular quanto radial, algumas tolerâncias geométricas e dimensionais foram especificadas. Como principais tolerâncias de projeto, pode-se citar a altura em relação à base, o diâmetro do furo de encaixe, o perpendicularismo da face de fixação em relação à base e a simetria da peça em

relação ao centro. Na figura 29 a peça de fixação (a) e a montagem do motor elétrico (b) podem ser visualizados.

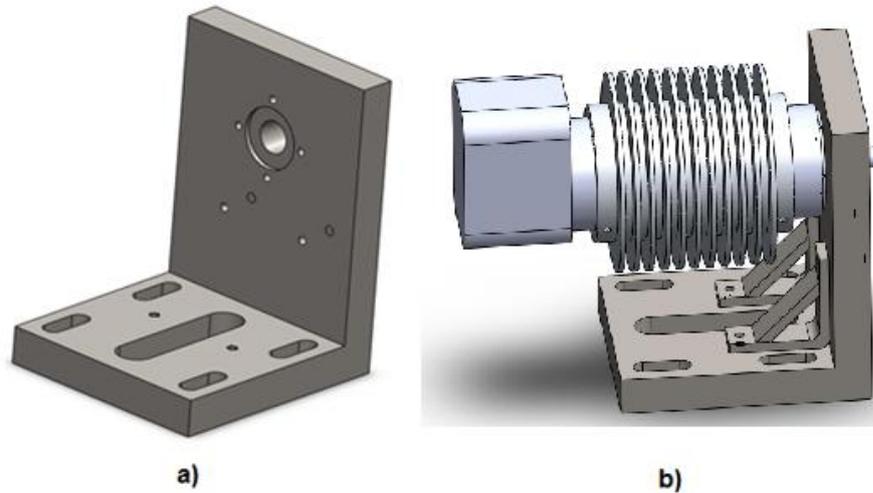


Figura 29: Fixação do motor elétrico

Os discos com perfurações são responsáveis pelo controle da geração dos pulsos de ar alternados e são um dos componentes mais importantes do projeto da bancada experimental. Os discos e as demais peças que compõe esse grupo do projeto mecânico são mostrados na figura 30. O disco possui perfurações transversais circulares na vizinhança de sua circunferência e é fixado em um eixo com o uso de uma porca e uma superfície de apoio.

Para realizar a função de vedar ou permitir a passagem de ar comprimido de acordo com o contato com alguma perfuração, são utilizadas peças de teflon, que são pressionadas contra o disco por meio de molas e deslizam sobre a superfície do disco. O teflon foi escolhido por ser um material que não necessita de lubrificação, resultando em um atrito e desgaste mínimos. O disco é fabricado de aço inoxidável. O mesmo mecanismo é utilizado para a abertura e para o fechamento da válvula.

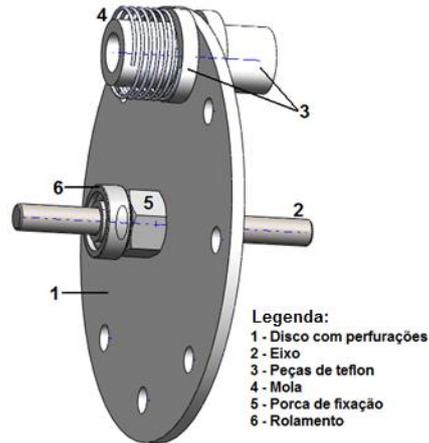


Figura 30: Discos com perfurações

Os discos possuem nove furos circulares de 9 mm de diâmetro. Esses valores foram escolhidos por sempre permitirem o fluxo de ar comprimido pelas perfurações. Essa configuração evita que discos se encontrem em posições nas quais a passagem de ar fica completamente vedada, o que faria com que as peças de teflon funcionassem como freios e exigissem um torque muito alto do motor.

Para que o mecanismo de geração de pulsos de ar comprimido funcione corretamente, sem causar vibrações e atrito indesejados, é importante que o disco tenha um excelente alinhamento em relação ao eixo. Visando garantir essa característica, as peças do sistema foram usinadas respeitando rigorosas tolerâncias geométricas e dimensionais. Entre elas, pode-se destacar: o paralelismo entre as faces do disco perfurado, que foi retificado e polido; o perpendicularismo do furo de fixação do disco em relação às suas faces; a concentricidade do eixo; o ajuste deslizante entre o furo de fixação do disco e o diâmetro do eixo; o perpendicularismo da face de apoio do disco em relação ao eixo.

Os nove furos foram usinados concentricamente em relação ao furo central e com tolerâncias dimensionais em seu diâmetro, com o objetivo de gerar os pulsos de ar comprimido com grande repetitividade. O apoio do eixo dos discos perfurados é realizado por meio de alojamentos que suportam o sistema por rolamentos. O projeto mecânico do sistema montado é mostrado na figura 31.

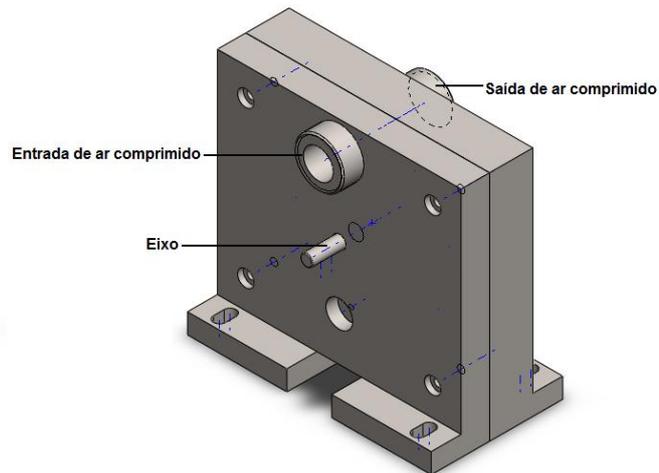
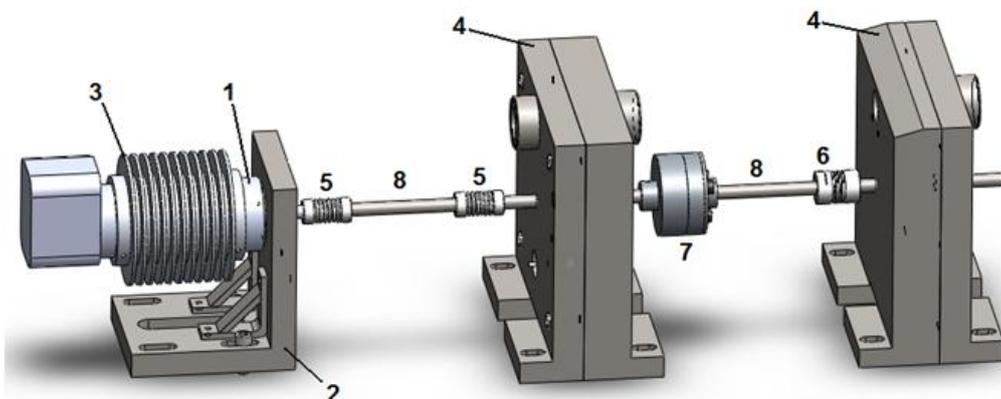


Figura 31: Sistema de discos perfurados montado

Dois acoplamentos ligados entre si por um eixo simples são utilizados para conectar o motor ao sistema de discos perfurados. Os acoplamentos utilizados são do tipo fole, modelo KB 1/10-20, da empresa KBK. Esses acoplamentos podem ser utilizados em alta frequência rotacional e cada acoplamento suporta desalinhamentos angular, radial e axial de até $\pm 2^\circ$, $\pm 0,2$ mm e $\pm 0,4$ mm, respectivamente.

Entre os dois discos perfurados é utilizado um acoplamento do tipo fole, modelo KB 2/15-26. Esse acoplamento suporta desalinhamentos angular, radial e axial de até $\pm 1,5^\circ$, $\pm 0,1$ mm e $\pm 0,3$ mm, respectivamente. A ligação entre o motor e os eixos dos discos perfurados é mostrada na figura 32.



Legenda:

- | | | | |
|----------------------------------|---------------------------------|--|--------------------------------------|
| 1 - Motor | 2 - Fixação do motor | 3 - Dissipador de calor do motor | 4 - Alojamento dos discos perfurados |
| 5 - Acoplamentos fole KB 1/10-20 | 6 - Acoplamento fole KB 2/15-26 | 7 - Peça para regulagem da defasagem angular | 8 - Eixos simples |

Figura 32: Ligação entre o motor e os eixos dos discos perfurados

Entre os eixos dos discos perfurados é utilizado um mecanismo possibilita a regulação da defasagem angular entre as suas perfurações. Esse componente permite que o ângulo entre os furos de um disco em relação ao outro seja ajustado. Para alterar essa defasagem, são utilizadas duas peças que deslizam uma sobre a outra, podendo ser aparafusadas quando encontrada uma defasagem angular ideal para os ensaios.

Com esse recurso, o período de tempo entre os pulsos de ar responsáveis pela abertura e pelo fechamento da válvula pode ser ajustado com muita facilidade. A vista explodida do mecanismo de ajuste de defasagem angular entre os discos é mostrada na figura 33.

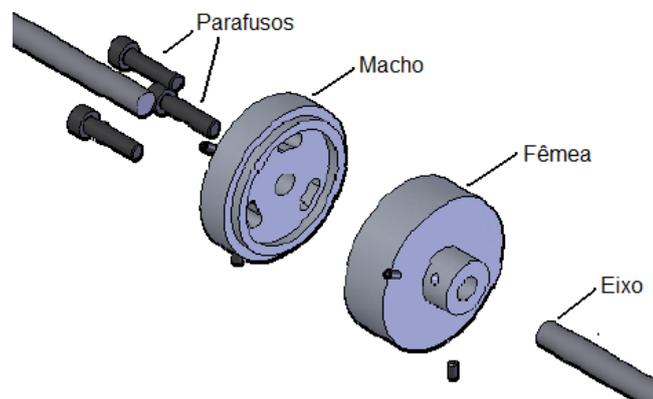


Figura 33: Vista explodida do mecanismo de ajuste de defasagem angular entre os discos^[55]

A alta frequência rotacional do motor elétrico exige que o sistema de eixos seja alinhado dentro de uma tolerância muito rigorosa. A existência de desalinhamentos, mesmo que mínimos, causará vibrações e possivelmente a quebra dos acoplamentos, já que esses suportam desalinhamentos dentro de um limite especificado. Para garantir que a montagem seja feita com o mínimo desalinhamento, foi projetado um mecanismo que impede que os componentes da bancada experimental fixados ao eixo sejam montados de maneira indevida.

O mecanismo utiliza guias de montagem que são posicionadas em fendas sobre a base da bancada, e todos os componentes que são fixados aos eixos são montados sobre as guias. Esse recurso faz com que os componentes sejam fixados praticamente sem nenhum desalinhamento em relação ao centro da base da bancada, evitando a fadiga dos acoplamentos e as vibrações. Por gerar desalinhamentos muito inferiores aos limites dos acoplamentos, esse mecanismo torna desnecessária a realização de medições dos desalinhamentos dos eixos a

cada montagem, tornando o processo muito mais prático. As guias para alinhamento e fendas são mostradas na figura 34.

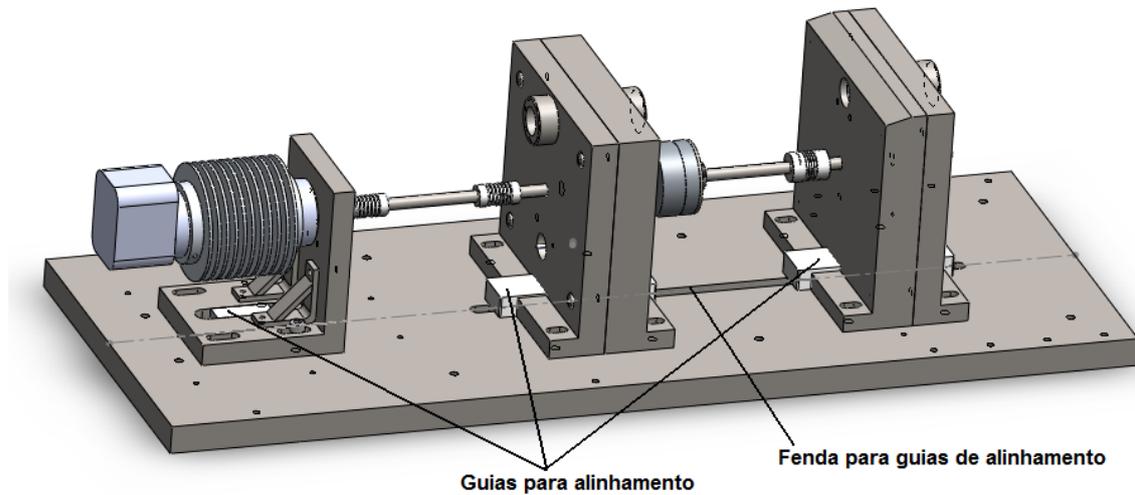


Figura 34: Guias para alinhamento dos componentes fixados aos eixos

Com o objetivo de fixar a válvula a ser testada entre os discos perfurados foi projetada uma peça chamada fixação central. A peça permite a montagem de uma significativa quantidade de diferentes modelos de válvulas e, apesar das variações em suas dimensões, os modelos testados são centralizados no mesmo ponto. A fixação central e os diferentes conjuntos de válvulas são mostrados na figura 35. Para garantir o alinhamento da válvula testada com o centro da base da bancada, o mesmo mecanismo de guia para alinhamento dos componentes fixados ao eixo é utilizado.

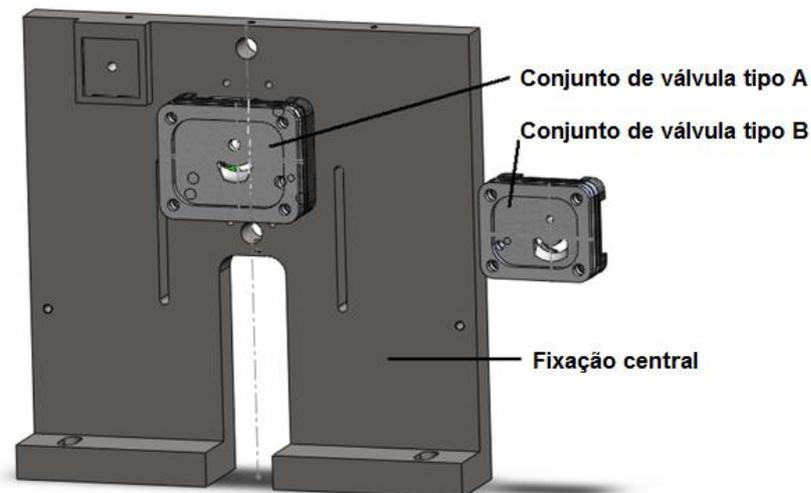


Figura 35: Fixação central e conjuntos de válvulas

A geração de pulsos de ar comprimido de grande intensidade requer um dispositivo que armazene certo volume de ar comprimido na conexão de entrada dos discos perfurados. A grande intensidade dos pulsos de ar é garantida utilizando-se reservatórios de ar comprimido que foram projetados para ambos os discos perfurados.

O reservatório que auxilia na geração dos pulsos de ar comprimido responsáveis pela abertura da válvula é fixado em um suporte acima do eixo que conecta o motor ao disco perfurado. O reservatório do disco que faz o fechamento da válvula usa o mesmo tipo de suporte, sendo fixado a uma altura menor em relação à base. Eles são conectados aos discos com o uso de roscas sextavadas e fabricados de alumínio. Sua montagem é mostrada na figura 36.

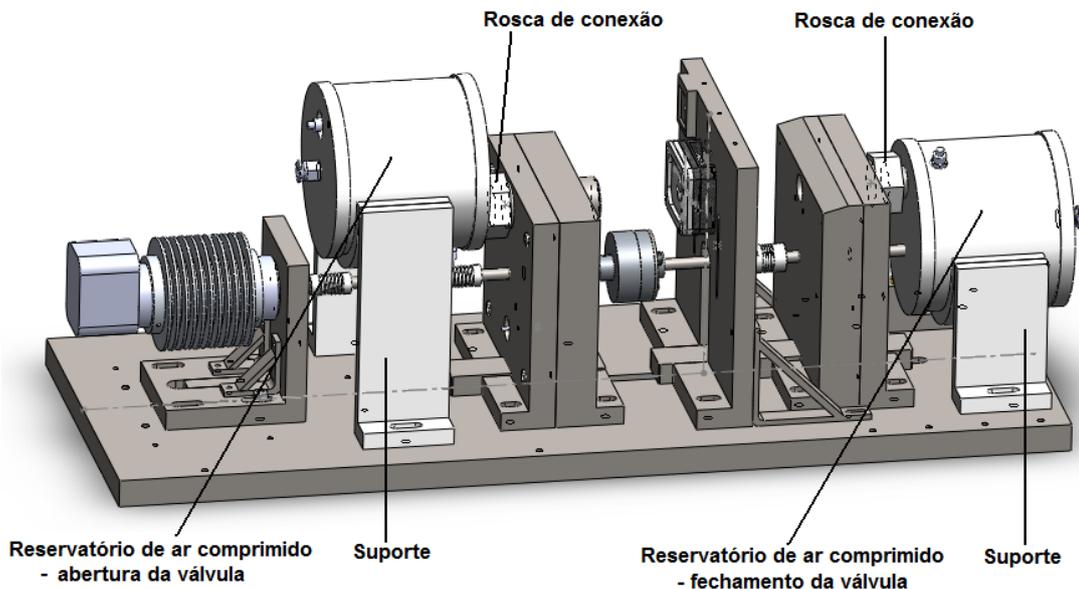


Figura 36: Montagem dos reservatórios de ar comprimido

Para levar o ar comprimido para a bancada experimental são utilizadas mangueiras ligadas a conectores pneumáticos fixados nos reservatórios. A pressão disponível para os discos perfurados é medida por meio de transdutores de pressão piezorresistivos que podem ser rosqueados em dois diferentes pontos de cada reservatório. Um transdutor é instalado na face de entrada e o outro no corpo do reservatório, em um local próximo à saída do ar comprimido. Caso algum transdutor de pressão não seja utilizado, é utilizado um parafuso para impedir o vazamento de ar comprimido. O reservatório com os transdutores de pressão, o conector pneumático e as roscas de fixação são mostrados na figura 37.

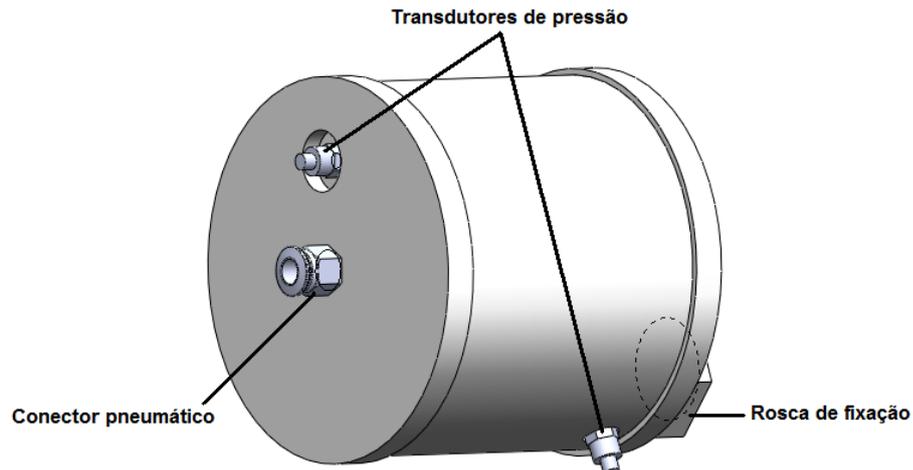


Figura 37: Reservatório de ar comprimido

O sensor *eddy* é fixado no canal de sucção, medindo o deslocamento em um ponto próximo à borda da válvula, local em que ocorrem os impactos que ocasionam a falha da mesma. Para a instalação é utilizada uma peça de cobre na qual o sensor *eddy* é rosqueado e travado com uma porca. A peça de fixação é colada na placa válvula com o uso de cola líquida instantânea. O projeto mecânico da instalação do sensor *eddy* é mostrado na figura 38.

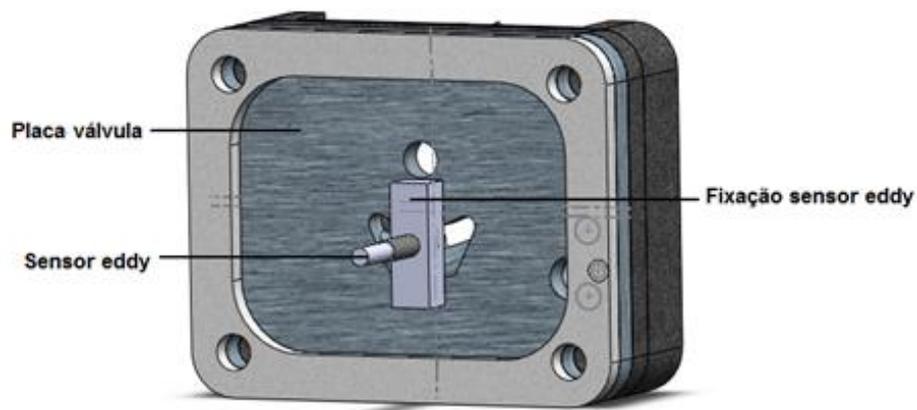


Figura 38: Fixação do sensor *eddy*

Com o objetivo de facilitar a visualização do funcionamento do sensor *eddy* na bancada, uma vista de seção do projeto mecânico da sua instalação é mostrada na figura 39.

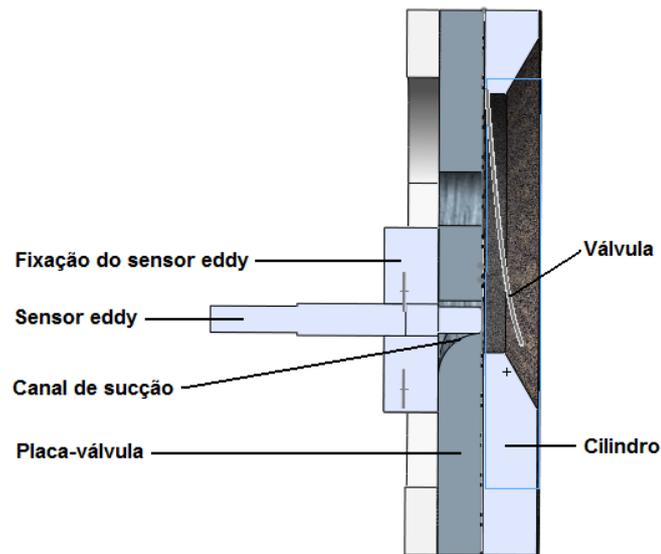


Figura 39: Vista de seção do funcionamento do sensor *eddy*

O sensor *eddy* deve ser instalado no ponto central da válvula, para evitar que sejam gerados erros de medição devido ao mau posicionamento do mesmo. Com o objetivo de garantir a instalação correta, é utilizado um gabarito aparafusado na placa válvula para auxiliar a montagem. O gabarito, o sensor *eddy* e a peça de fixação são mostrados na figura 40.

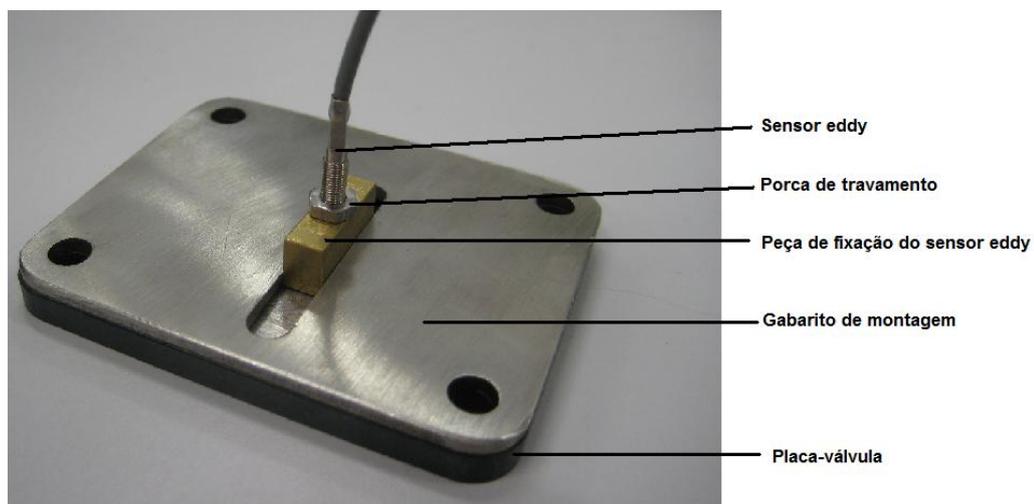


Figura 40: Gabarito para montagem do sensor *eddy*

De maneira similar a qual o sensor *eddy* é utilizado, o sensor do sistema de fibra óptica é instalado no canal de sucção, próximo ao local de impacto da válvula. O sensor é fixado com o uso de uma haste metálica em um sistema de

posicionamento manual de três eixos, que permite deslocamentos de até 9,4 mm em cada eixo. Esse recurso possibilita o posicionamento do sensor em diferentes pontos da válvula, aumentando a flexibilidade do sistema de medição.

O sensor de fibra óptica foi fabricado com dimensões específicas para a utilização na bancada experimental e apresenta uma curvatura de 90° em sua ponta. Essa configuração é utilizada para não obstruir os pulsos de ar comprimido que movimentam a válvula. O projeto da fixação do sensor de fibra óptica é mostrado na figura 41.

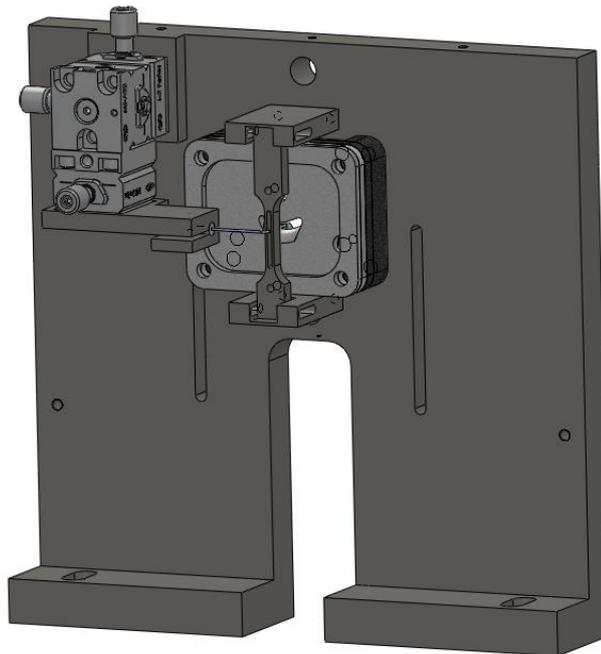


Figura 41: Fixação do sensor de fibra óptica

Na montagem do sensor de fibra óptica é utilizada uma peça com um rasgo no centro para impedir que o sensor seja posicionado com um desalinhamento grande, evitando a obtenção de resultados não desejáveis no sinal de medição. Essa peça garante que o posicionamento do sensor seja realizado com um erro máximo de $\pm 0,75$ mm em relação ao centro da válvula.

A peça de posicionamento é utilizada também para evitar que o sinal de medição do deslocamento da válvula seja prejudicado por vibrações causadas devido ao funcionamento da bancada ou pelo impacto da válvula. Essa peça é utilizada para tencionar levemente o sensor, impedindo que as vibrações sejam transmitidas e gerem erros de medição. Uma aproximação da montagem do sensor de fibra óptica é mostrada na figura 42.

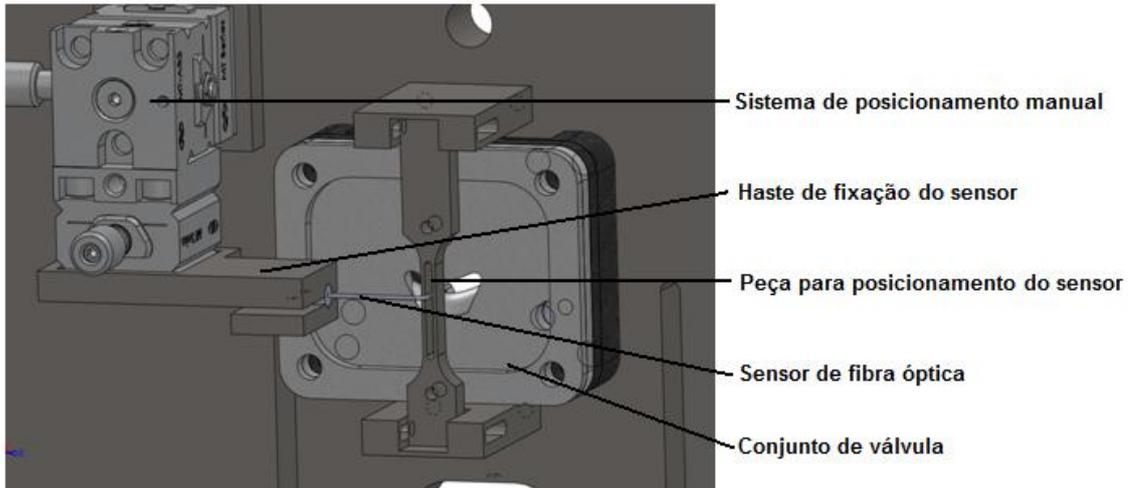


Figura 42: Aproximação da montagem do sensor de fibra óptica

A câmera digital deve ser posicionada de forma que se obtenha a imagem mais nítida possível da borda da válvula testada, região na qual as fraturas devido ao impacto ocorrem. Para possibilitar a detecção das rachaduras em sua fase inicial, a câmera é posicionada do lado oposto ao assento da válvula. O posicionamento da câmera é realizado por meio de um sistema de hastes metálicas e buchas de fixação e, após a determinação do posicionamento ideal, a câmera é fixada com o uso de parafusos. O sistema de posicionamento projetado para a bancada é mostrado na figura 43.

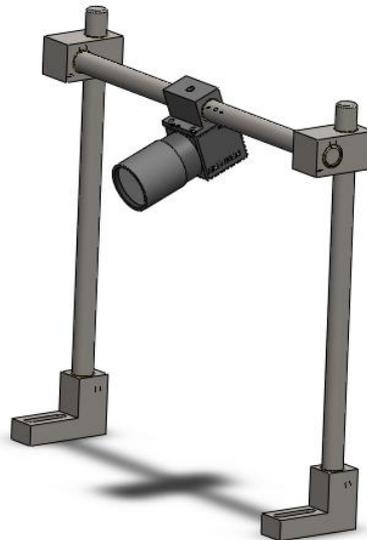


Figura 43: Sistema de posicionamento da câmera digital

O sistema projetado permite a regulação de quatro diferentes posicionamentos da câmera:

- altura em relação à base;
- ângulo de inclinação;
- afastamento em relação à válvula;
- deslocamento lateral em relação ao centro da válvula.

A montagem da câmera digital na bancada experimental é mostrada na figura 44.

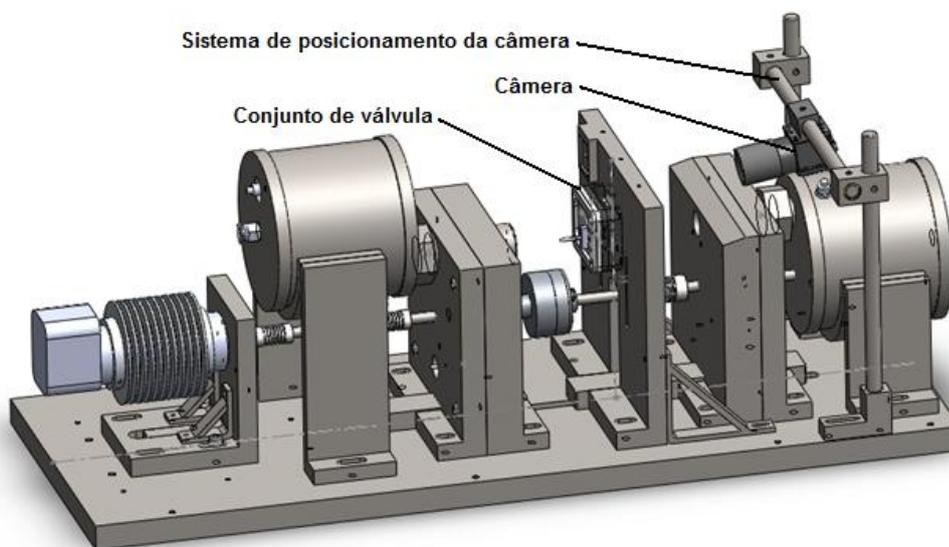


Figura 44: Montagem da câmera digital na bancada experimental

Conforme discutido no item 5.1.2, utiliza-se um tempo de exposição de curta duração, a fim de possibilitar a obtenção de imagens nítidas da válvula. Aplicações nas quais são utilizados tempos de exposição muito curtos exigem cuidado especial na iluminação, já que se torna necessário iluminar com grande intensidade o objeto a ser capturado. Caso a iluminação não tenha intensidade suficiente, a imagem obtida pela câmera será muito escura e não possibilitará uma boa visualização. Outra condição de contorno da iluminação é o aspecto altamente reflexivo da válvula, que exige que a iluminação da sua superfície seja muito bem distribuída, evitando reflexos de luz que prejudicariam a nitidez da imagem obtida.

A fim de se atingir os objetivos de uma iluminação com grande intensidade e boa distribuição são utilizados *Leds* de alto brilho distribuídos de forma anelar ao

redor da válvula. As vistas frontal e traseira do projeto mecânico do anel de *Leds* é mostrado na figura 45.

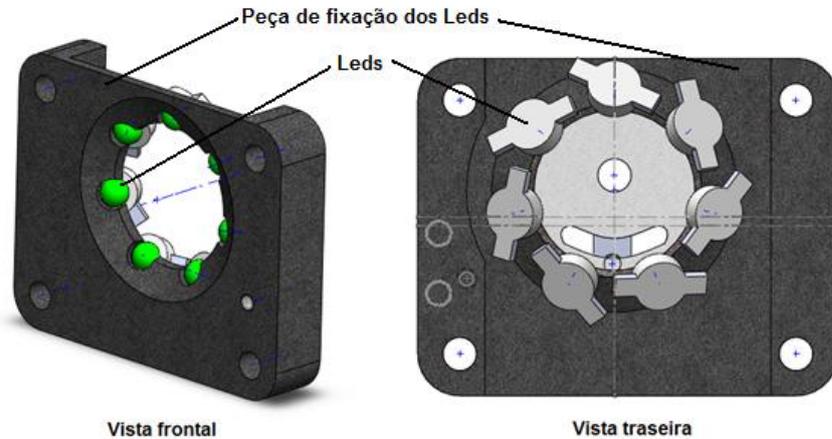


Figura 45: Anel de *Leds* para iluminação da válvula

A válvula testada é montada de forma que as propriedades mecânicas da mesma sejam as mais parecidas possíveis daquelas encontradas quando ela é utilizada no compressor. Isso é conseguido com uma montagem que utiliza a junta projetada para a válvula, além de sua própria placa válvula e engastando-a da mesma maneira realizada no compressor. Para manter propriedades mecânicas como a rigidez e a frequência natural da válvula, projetou-se uma peça com função equivalente ao diâmetro do cilindro do compressor, que faz o engaste da base da válvula.

A obstrução da luz emitida pelos *Leds* é evitada projetando-se esse diâmetro em forma cônica. Os reflexos, apontados como uma grande dificuldade para a iluminação adequada da válvula, são evitados por meio da oxidação negra da peça, tratamento que faz com que o aço utilizado tenha um aspecto fosco e escurecido. A realização de ensaios de um grande número de modelos de válvulas de sucção é possibilitada pela usinagem de três diferentes diâmetros de cilindros cônicos para válvulas do tipo EG, e dois diferentes diâmetros para válvulas do tipo EM. O cilindro cônico e uma vista de seção da montagem do conjunto de válvula são mostrados na figura 46.

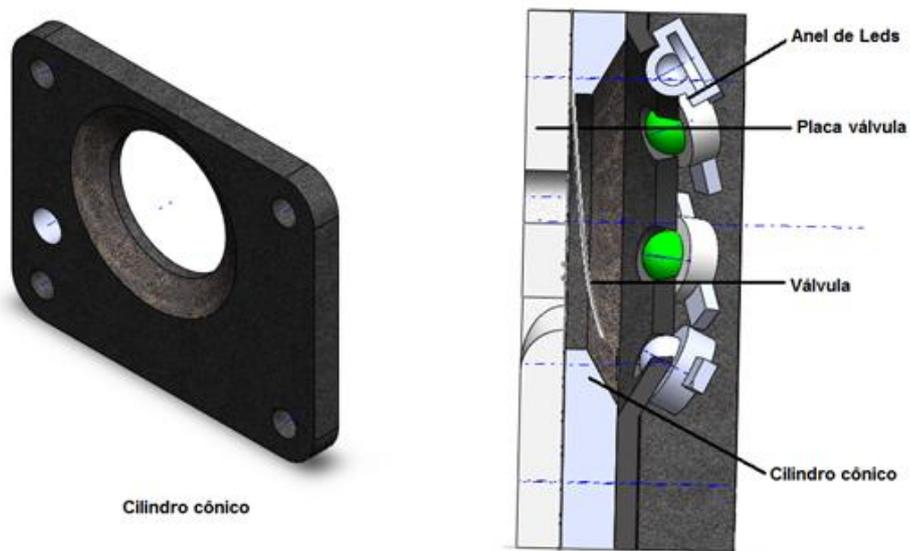


Figura 46: Cilindro cônico e vista de seção da montagem do conjunto de válvula

A montagem do conjunto de válvula é composta pelo anel de *Leds*, cilindro cônico, junta, válvula, placa válvula, peça de fixação externa e parafusos. A peça de fixação externa é utilizada entre a placa válvula e os parafusos, e tem a função de impedir que a placa válvula seja flexionada e altere as propriedades mecânicas originais da válvula testada. A vista explodida do conjunto de válvula é mostrada na figura 47.

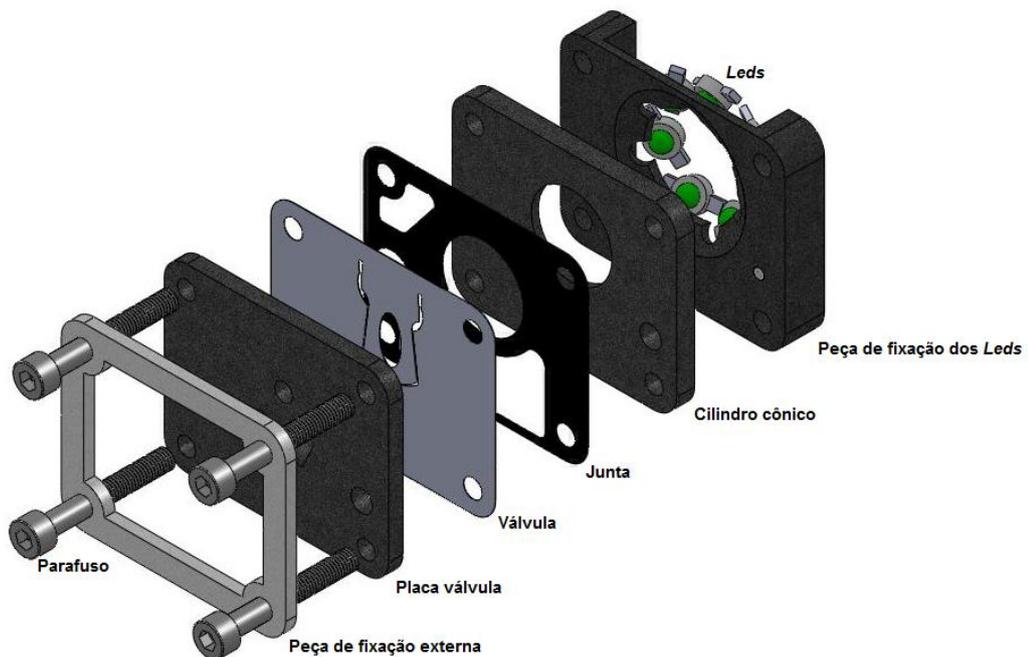


Figura 47: Vista explodida do conjunto de válvula

O direcionamento dos pulsos de ar comprimido responsáveis pela abertura e pelo fechamento da válvula é realizado com o uso de tubos fixados na conexão de saída dos discos perfurados. As saídas dos tubos são posicionadas o mais próximo possível da válvula testada, para que o pulso de ar comprimido não seja distribuído e sofra diminuição da sua intensidade antes de atingir a válvula.

Os tubos de abertura foram projetados com três diâmetros diferentes: (10, 16 e 20) mm. O projeto de três tubos possibilitou verificar as velocidades atingidas para cada diâmetro e permitiu a escolha do tubo de abertura mais apropriado.

O tubo utilizado para o fechamento da câmara tem diâmetro de 12 mm e é projetado de forma inclinada para não obstruir a câmara digital. O mesmo recurso é utilizado no alojamento do disco perfurado. A fixação por meio de parafusos impede que o tubo seja montado com inclinação indevida. Os tubos de direcionamento dos pulsos de ar comprimido de abertura e fechamento da válvula são mostrados na figura 48.

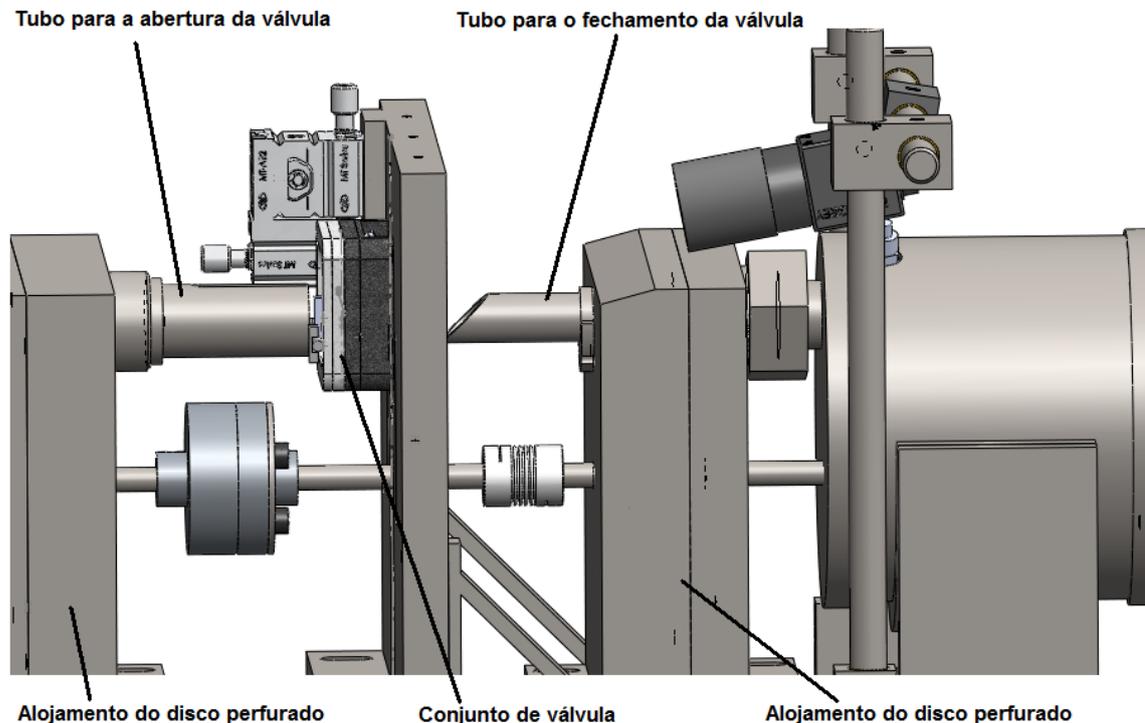


Figura 48: Tubos para o direcionamento dos pulsos de ar comprimido

A contagem do número de ciclos realizados pela válvula durante o ensaio é realizada por meio de um dispositivo que utiliza um sensor indutivo, um ímã permanente e um amplificador. O ímã é instalado em uma peça fixada ao eixo e a

montagem realizada faz com que o ímã excite o sinal de saída do sensor indutivo a cada revolução completa do motor. A montagem do dispositivo para contagem do número de ciclos é mostrada na figura 49.

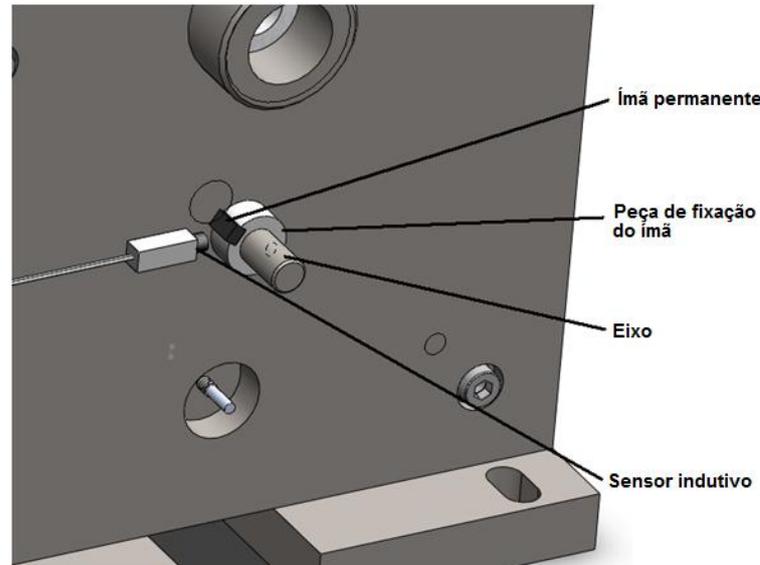


Figura 49: Dispositivo para contagem do número de impactos

A alta frequência rotacional do motor, o mecanismo de geração dos pulsos de ar comprimido de alta intensidade e os impactos da válvula testada contra o seu assento são responsáveis pelos altos níveis de ruído verificados no funcionamento da bancada de ensaio de válvulas. Como a cada revolução completa são gerados – por cada disco perfurado – nove pulsos de ar comprimido, a frequência rotacional do motor deve ser multiplicada por dezoito para se determinar a frequência do ruído gerado pelos pulsos de ar comprimido. A determinação da frequência do ruído gerado pelos impactos da válvula é realizada multiplicando-se a frequência rotacional do motor por nove. Para exemplificar, realizando-se o ensaio em uma frequência rotacional do motor de 3000 rpm, o ruído gerado pelos pulsos de ar comprimido terá frequência de 900 Hz e o ruído gerado pelos impactos da válvula terá frequência de 450 Hz.

O nível de ruído gerado é reduzido com a utilização de uma caixa acústica, fabricada de madeira, na qual a bancada de ensaio é instalada. Suas laterais permitem a utilização de areia e placas acústicas para melhorar a isolamento dos ruídos gerados pela bancada de ensaio. A caixa acústica é totalmente vedada, permitindo apenas a passagem dos cabos elétricos e mangueiras pneumáticas utilizados no sistema desenvolvido.

A partir do projeto mecânico desenvolvido foram criados desenhos técnicos de todas as peças do sistema, que foram usinadas conforme as especificações indicadas. Foi dada atenção especial ao material das peças projetadas e o alumínio e o aço inoxidável foram preferidos para a grande maioria dos componentes da bancada por serem robustos à oxidação. Além disso, várias peças da bancada experimental foram usinadas com tolerâncias dimensionais e geométricas muito rigorosas, para que fossem cumpridos requisitos de posicionamento e alinhamento dos seus diversos componentes. A figura 50 mostra a bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas projetada.

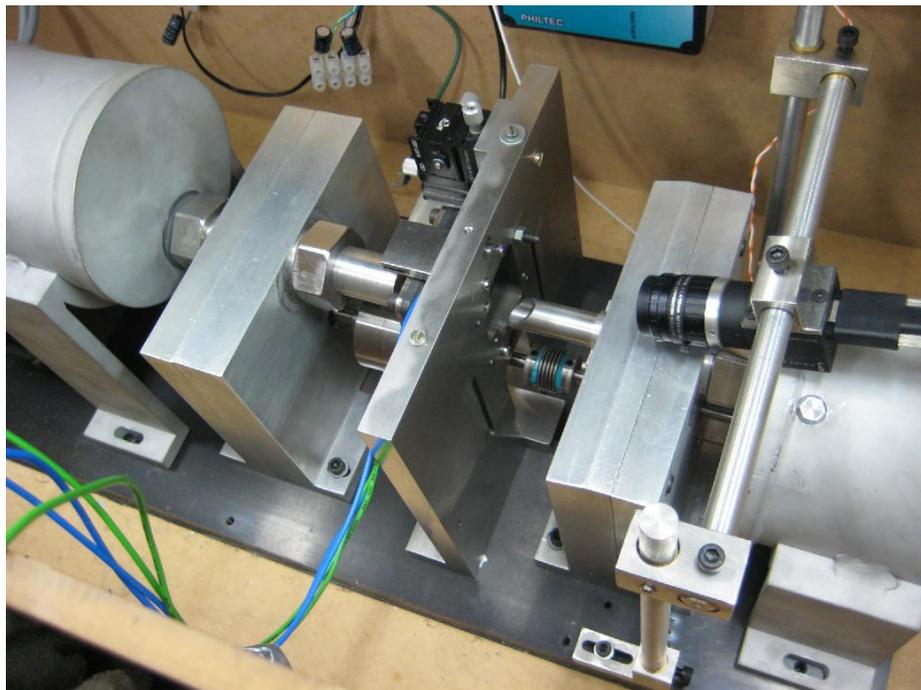


Figura 50: Bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas projetada

5.1.4 – Circuito para contagem do número de ciclos e geração de *trigger* para a câmera

O sensor indutivo do dispositivo de contagem do número de ciclos realizados pela válvula é condicionado em uma unidade de tratamento de sinais^[56], que disponibiliza uma saída amplificada do sinal gerado pelo sensor. O sinal gerado pelo dispositivo pode ser visualizado na figura 51.

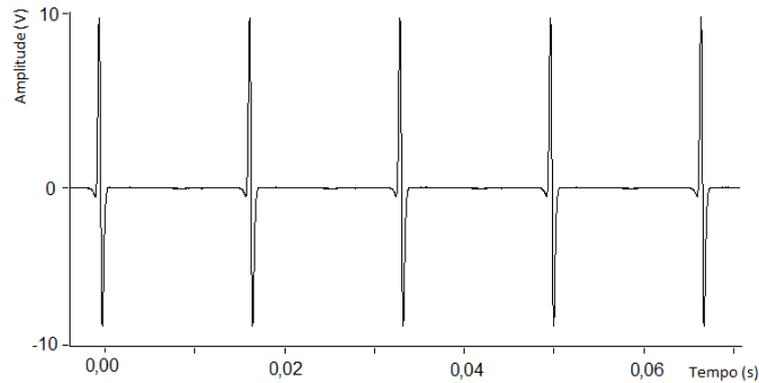


Figura 51: Sinal gerado pelo dispositivo de contagem de número de ciclos

O sinal amplificado deve ser condicionado para possibilitar a utilização do contador de ondas quadradas da placa de aquisição de maneira apropriada. A geração de uma onda quadrada é obtida com a utilização de um comparador, para o qual a saída tem valor +5 V quando a tensão do sinal amplificado gerado pela unidade de tratamento de sinais seja superior a um limite determinado.

O sinal obtido pelo circuito desenvolvido é mostrado na figura 52, onde o sinal em preto é o sinal do dispositivo de contagem do número de ciclos, o sinal em vermelho é a saída do comparador e a linha em verde é o limite de comparação.

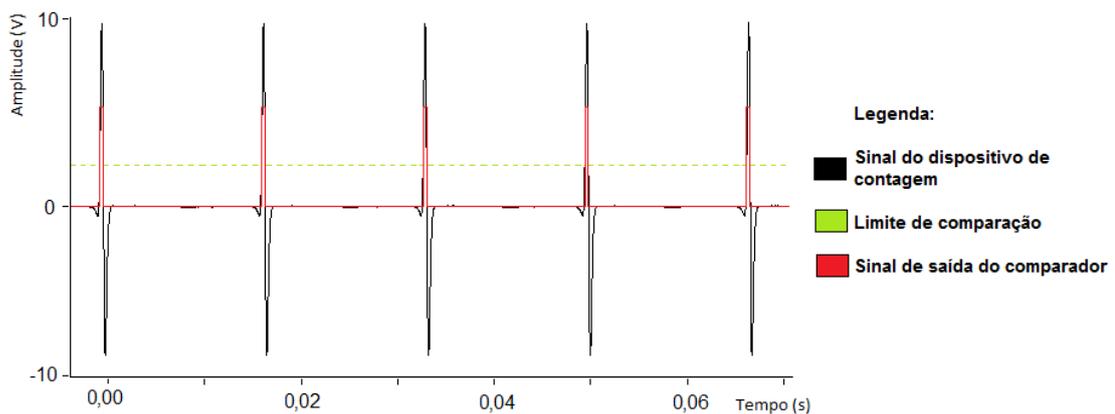


Figura 52: Sinal do circuito eletrônico para geração de onda quadrada a partir do sinal de contagem do número de ciclos

O sinal gerado é enviado para o contador da placa de aquisição para a realização da contagem do número de ciclos, bastando multiplicar o resultado obtido por nove, já que a cada revolução completa do motor – e a cada onda quadrada gerada pelo sistema – ocorrem nove ciclos completos do movimento da válvula.

O mesmo sinal enviado ao contador da placa de aquisição do sistema é utilizado como *trigger* para a câmera digital. O sistema de detecção de quebra de válvula compara uma imagem de referência, obtida no início do ensaio, quando a válvula ainda não apresenta nenhuma falha, com as imagens obtidas no decorrer do ensaio. Para gerar imagens da válvula muito semelhantes entre si e facilitar o processamento digital para detecção do instante de quebra, as imagens devem ser capturadas no instante em que a válvula está em contato com seu assento, na posição fechada. Isso é conseguido por meio do ajuste do tempo de atraso, via software, da obtenção da imagem em relação ao sinal de *trigger* enviado para a câmera.

5.1.5 - Circuito pneumático

O circuito pneumático da bancada de ensaio tem a função de gerar a pressão e o fluxo de ar comprimido para a geração dos pulsos que movimentam a válvula. No circuito pneumático são utilizados: uma válvula manual, um filtro regulador com dreno automático integrado, conectores pneumáticos e mangueiras. O diagrama esquemático do circuito é mostrado na figura 53.

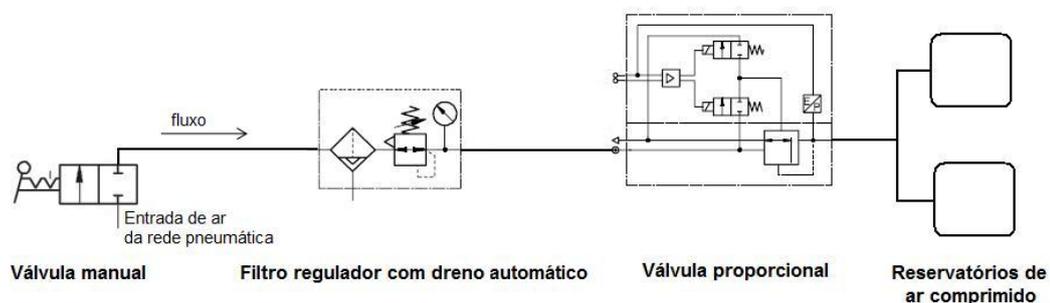


Figura 53: Diagrama esquemático do circuito pneumático

A válvula manual é do tipo esfera, e tem vazão nominal de no máximo 11500 l/min. O filtro regulador permite que a pressão de saída seja regulada manualmente em uma faixa de (1,5 a 12) bar e conta com um manômetro para a indicação da pressão. Sua vazão nominal é de até 3400 l/min.

A válvula proporcional do sistema pneumático ajusta a pressão de saída proporcionalmente ao valor de referência enviado por meio da placa de aquisição e pode gerar pressões na faixa de (0 a 10) bar. A vazão máxima da válvula proporcional é de 7000 l/min.

A válvula proporcional tem a função de controlar a velocidade de impacto da válvula. De maneira geral, quanto maior a pressão de saída da válvula proporcional, maiores as velocidades de impacto atingidas pela válvula testada na bancada experimental.

5.1.6 – Placas de aquisição de dados

O método para a determinação da velocidade de impacto da válvula propõe que dois sinais independentes sejam utilizados: um dos sinais é o deslocamento da válvula, do qual é obtido a velocidade; o outro é o sinal do acelerômetro, utilizado para a determinação do instante de impacto. Para evitar qualquer erro de atraso proveniente do sistema de aquisição de dados é utilizada uma placa de aquisição simultânea para a obtenção dos sinais dos transdutores de deslocamento e de aceleração.

Devido à curta duração do fenômeno do impacto e à elevada dinâmica dos sinais medidos, determinou-se que a placa de aquisição utilizada deveria ter uma alta frequência de amostragem. A placa de aquisição National Instruments PCI-6133^[57] foi adquirida para a utilização na bancada experimental.

As principais características da placa de aquisição são:

- 8 canais de entradas analógicas diferenciais de aquisição simultânea;
- taxa de amostragem de até 3 milhões de amostras por segundo por canal;
- resolução equivalente a 14 bits;
- memória interna para 32 milhões de amostras;
- 8 entradas/saídas digitais;
- 2 contadores/temporizadores de 24 bits; e,
- trigger digital e analógico;

O sistema de aquisição conta também com a placa National Instruments PCI-MIO-16XE-10, para aquisições que necessitem de uma menor taxa de amostragem e, principalmente, para utilização das suas saídas analógicas. A placa de aquisição disponibiliza duas saídas analógicas de 16 bits, com faixa de (-10 a +10) V e taxa de atualização de até 100 mil amostras/segundo. As saídas analógicas são utilizadas para realizar o controle da frequência rotacional do motor e da pressão de saída da válvula proporcional do circuito pneumático.

A seguir são listadas as entradas e saídas analógicas e o contador, que são utilizados no sistema de aquisição de dados e controle da bancada de ensaio:

- Entradas analógicas:
 1. Sistema de correntes de *eddy*.
 2. Sistema de fibra óptica
 3. Acelerômetro piezorresistivo.
 4. Transdutor de pressão piezorresistivo 1.
 5. Transdutor de pressão piezorresistivo 2.
 6. Controle da temperatura do circuito elétrico do sistema de fibra óptica.
 7. Temperatura do circuito elétrico do sistema de fibra óptica.
- Saídas analógicas:
 1. Controle da frequência rotacional do motor.
 2. Controle da pressão da válvula proporcional.
- Contador:
 1. Contador do número de ciclos.

O sistema de aquisição de dados tem grande importância para o sistema desenvolvido e a escolha adequada dos componentes utilizados contribui significativamente para a confiabilidade metrológica dos resultados obtidos durante os ensaios.

O desenvolvimento da estrutura física da bancada experimental é uma importantíssima etapa da presente dissertação. A estrutura física desenvolvida é o principal responsável por garantir a representatividade dos ensaios realizados e por possibilitar o cumprimento dos requisitos operacionais e metrológicos definidos na formulação do projeto.

5.2 – DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE

O software desenvolvido é responsável pela aquisição e controle dos dados de entrada e saída da bancada e seu desenvolvimento foi realizado com o uso do ambiente de programação gráfico National Instruments Labview, devido à sua adequação para projetos de testes e medições. As principais funções do software são: medição do deslocamento e obtenção da velocidade; detecção do instante de impacto; controle da velocidade de impacto; detecção da quebra da válvula; contagem do número de ciclos realizados pela válvula durante o ensaio. Os detalhes do software desenvolvido são discutidos a seguir.

5.2.1 – Visão geral do software desenvolvido

O software desenvolvido é organizado em abas, que são utilizadas para dividir os recursos existentes de acordo com o grupo funcional no qual se encontram. As abas existentes no software desenvolvido são:

- medição;
- configuração;
- gráficos no tempo;
- movimento de válvula filtrado;
- intensidade de impacto;
- controle;
- câmera.

A figura 54 mostra o aspecto geral do software desenvolvido. Nessa figura, o programa se encontra na aba MEDIÇÃO, na qual são visualizados em um gráfico principal os sinais de medição, além de vários indicadores e controles. No gráfico mostrado na figura 54, podem ser visualizados os seguintes sinais de medição:

- deslocamento da válvula, em preto;
- velocidade da válvula, em azul;

- aceleração de impacto da válvula, em vermelho;
- detecção do instante de impacto, em verde.

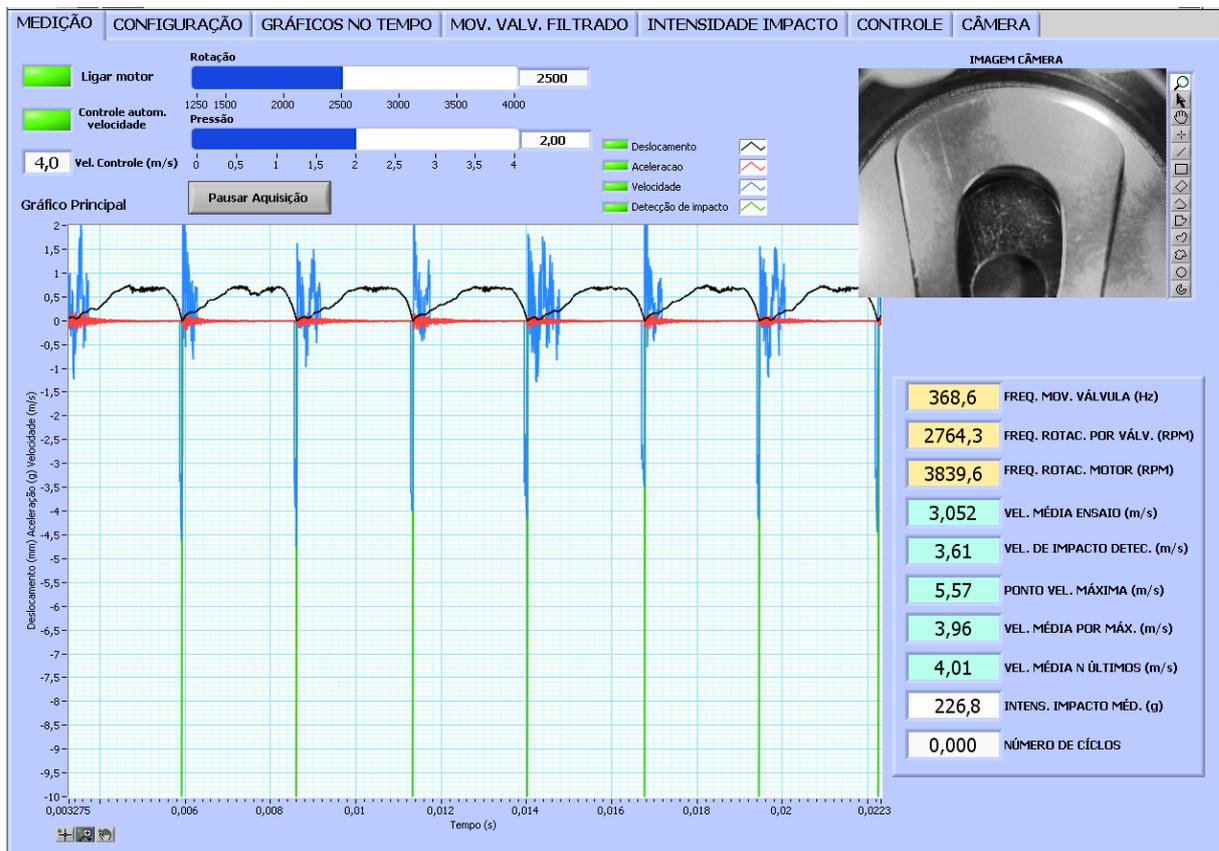


Figura 54: Medições do software desenvolvido

O software permite selecionar os sinais a serem mostrados nos gráficos por meio de botões, e a atualização do gráfico pode ser interrompida para melhor visualização dos dados de medição obtidos. A frequência rotacional do motor pode ser controlada manualmente em uma faixa de (1250 a 4000) rpm. Também é possível controlar a pressão do ar comprimido entregue a bancada, em uma faixa de (0 a 4) bar. O software possibilita utilizar o controle automático da velocidade de impacto e a escolha da velocidade na qual o ensaio será realizado.

A imagem da válvula obtida pela câmera também é mostrada na aba MEDIÇÃO, permitindo a visualização do estado da válvula testada durante todo o ensaio. Nessa aba também são indicados os seguintes resultados de medição:

- frequência de movimento da válvula (Hz);
- frequência rotacional de acordo com o movimento da válvula (rpm);

- frequência rotacional de acordo com a saída analógica do controlador do motor (rpm);
- velocidade de impacto média do ensaio (m/s);
- velocidade de impacto (m/s);
- ponto de velocidade máxima da aquisição (m/s);
- valor médio dos pontos de velocidade máxima de cada ciclo (m/s);
- velocidade de impacto média das n últimas aquisições (m/s), configurada pelo usuário na aba “configuração”;
- intensidade de impacto média (g)¹, medida pelo acelerômetro;
- número de ciclos realizados pela válvula durante o ensaio.

5.2.2 – Detecção do instante de impacto

O instante da ocorrência do impacto da válvula é detectado por um acelerômetro piezorresistivo instalado na placa válvula, em uma posição próxima ao local de impacto da extremidade da válvula. A ocorrência do impacto gera uma grande oscilação no sinal de saída do acelerômetro e o instante de impacto é detectado por meio do processamento do sinal de medição. No instante em que o impacto é detectado é obtida a velocidade da válvula, pelo cruzamento das curvas obtidas. Essa velocidade é chamada velocidade de impacto e é uma das principais grandezas de interesse da bancada. A figura 55 mostra a detecção do instante de impacto com o uso do acelerômetro.

A aproximação da válvula contra o seu assento pode ser visualizada no sinal de deslocamento (em preto). O impacto resulta em uma grande oscilação do sinal do acelerômetro (em vermelho) e é possível se detectar o instante de impacto (em verde). Com o cruzamento da detecção do impacto com a curva da velocidade da válvula (em azul) é obtida a velocidade de impacto, cujo valor no gráfico mostrado na figura 55 é de aproximadamente 3,4 m/s. Esse procedimento é repetido para todos os ciclos da aquisição, e a velocidade média de impacto é calculada.

¹Unidade de aceleração não pertencente ao Sistema Internacional de Unidades, mas a usual na área de abrangência do presente trabalho ($1g = 9,8 \text{ m/s}^2$)

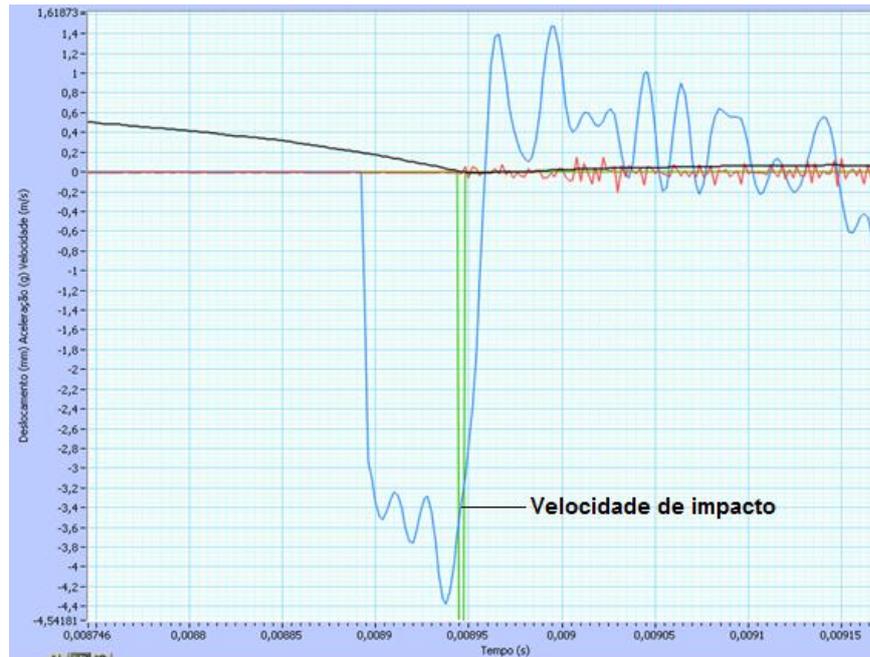


Figura 55: Detecção do instante de impacto

O algoritmo desenvolvido deve garantir que o impacto seja realizado no exato instante em que é verificada uma oscilação de maior amplitude no sinal do acelerômetro e que somente um ponto de impacto seja detectado a cada ciclo do movimento da válvula. O algoritmo de detecção do instante do impacto realiza a derivação do sinal da aceleração, para evidenciar com maior clareza o instante de impacto e evitar a necessidade de ajustes devido ao erro de zero. Para que o impacto seja detectado corretamente, de maneira instantânea e somente um ponto por ciclo, o ponto considerado do sinal derivado deve atender às três condições seguintes:

- amplitude deve ser superior a um limite estabelecido;
- valor médio dos n pontos anteriores deve ser inferior a um limite estabelecido;
- valor médio dos n pontos posteriores deve ser superior a um limite estabelecido.

Os parâmetros são configurados para que a detecção seja realizada corretamente para toda a faixa de velocidade de impacto e todas as frequências de excitação permitidas para a realização dos ensaios.

5.2.3 - Controle da velocidade de impacto

O controle da velocidade de impacto é um importante recurso da bancada experimental por ser o principal determinador dos resultados de resistência à fadiga de impacto da válvula testada. O controle deve gerar um erro mínimo entre a velocidade de impacto de ajuste e a velocidade média do ensaio. Além disso, a velocidade de ensaio deve ter um desvio padrão reduzido, pois uma grande dispersão nos valores de velocidade de impacto pode causar grande influência nos resultados de fadiga obtidos.

Para o controle da velocidade de impacto da válvula foi utilizado um controlador proporcional-integral, que utiliza o valor da velocidade de impacto como parâmetro de entrada e atua na pressão de ar comprimido da bancada experimental. Para implementar o controle, foi utilizado o *toolkit* PID^[58], da National Instruments. A figura 56 mostra o gráfico correspondente ao controle da velocidade de impacto, onde o sinal em branco é a velocidade de controle (m/s), o sinal em verde é a velocidade de impacto medida (m/s) e o sinal em azul é a pressão controlada (bar).

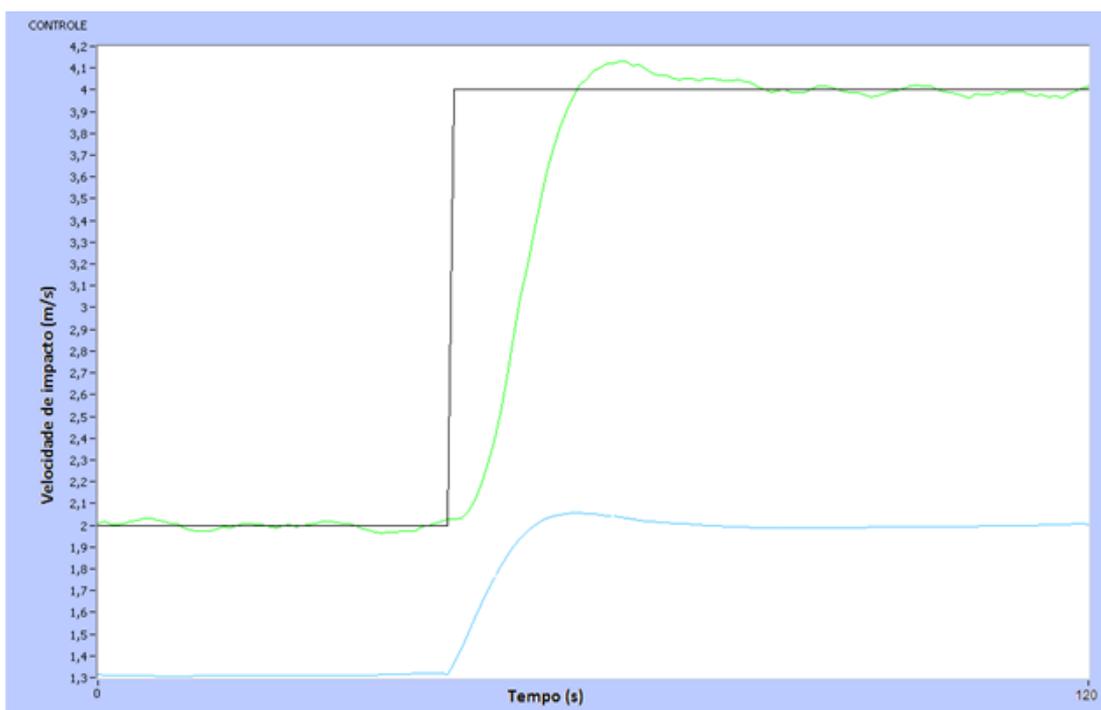


Figura 56: Controle da velocidade de impacto

5.2.4 - Contagem do número de ciclos

O número de ciclos realizados pela válvula é contado a partir do início do ensaio. A contagem é realizada por meio de um contador da placa de aquisição, que armazena continuamente o número de revoluções realizadas pelo motor elétrico da bancada. Para obter o número de impactos suportados pela válvula, o número de revoluções é multiplicado por nove, já que os discos possuem nove perfurações e a cada perfuração um ciclo do movimento da válvula é realizado.

Quando a falha da válvula é detectada, o número de impactos suportados pela válvula até esse momento é obtido. Esse valor é o principal indicativo da resistência da válvula à fadiga de impacto, sendo analisado em função da velocidade de impacto controlada.

5.2.5 - Detecção de quebra da válvula

A ocorrência de fratura da válvula é detectada por uma câmera digital e um software para processamento digital de imagem que monitoram continuamente a superfície da válvula. O software de processamento de imagens foi desenvolvido com o módulo Vision^[59], da National Instruments. Ao detectar a quebra, o software acusa a falha da válvula e gera como resultado o número de impactos suportados pela válvula até a ocorrência do impacto.

Para realizar a detecção automática do instante de falha, é obtida uma imagem da válvula no início do ensaio, quando ainda não existem fraturas em sua superfície. Essa imagem é chamada “imagem de referência”. Durante todo o ensaio, são obtidas novas imagens da válvula continuamente, que são comparadas com a imagem de referência por meio de uma operação matemática de subtração.

O software permite que as imagens a serem comparadas sejam processadas com o uso de uma operação chamada filtragem. Essa operação consiste em alterar para a cor preta todos os *pixels* inferiores a um determinado patamar de nível de cinza e para a cor branca os pixels superiores ao limite estabelecido. Para obter

imagens da válvula sempre na mesma posição é utilizado um trigger que deve ser ajustado para capturar as imagens no instante que a válvula está em contato com seu assento. Isso garante uma semelhança maior entre as imagens capturadas sequencialmente.

A operação de subtração consiste em obter a diferença entre os níveis de cinza de uma imagem em relação à outra para cada pixel da imagem. Caso a imagem de referência e a imagem comparada sejam idênticas, a subtração resulta em uma imagem totalmente preta, já que o valor zero é obtido da operação. Na graduação dos níveis de cinza, a cor preta é definida como zero. Na existência de alguma diferença entre as imagens comparadas, a operação de subtração evidencia apenas as áreas da imagem nas quais essas diferenças são detectadas.

A existência de um ponto branco na imagem resultante da subtração, mostrada na imagem maior da figura 57, é acusada por uma função existente no módulo National Instruments Vision. O software desenvolvido faz com que a ocorrência de qualquer fratura na superfície da válvula seja detectada sem a necessidade de monitoramento por parte do operador da bancada. O número de fraturas é indicado pelo software e suas localizações são indicadas graficamente na imagem processada. A parte do software responsável pelo processamento de imagens é mostrada na figura 57.

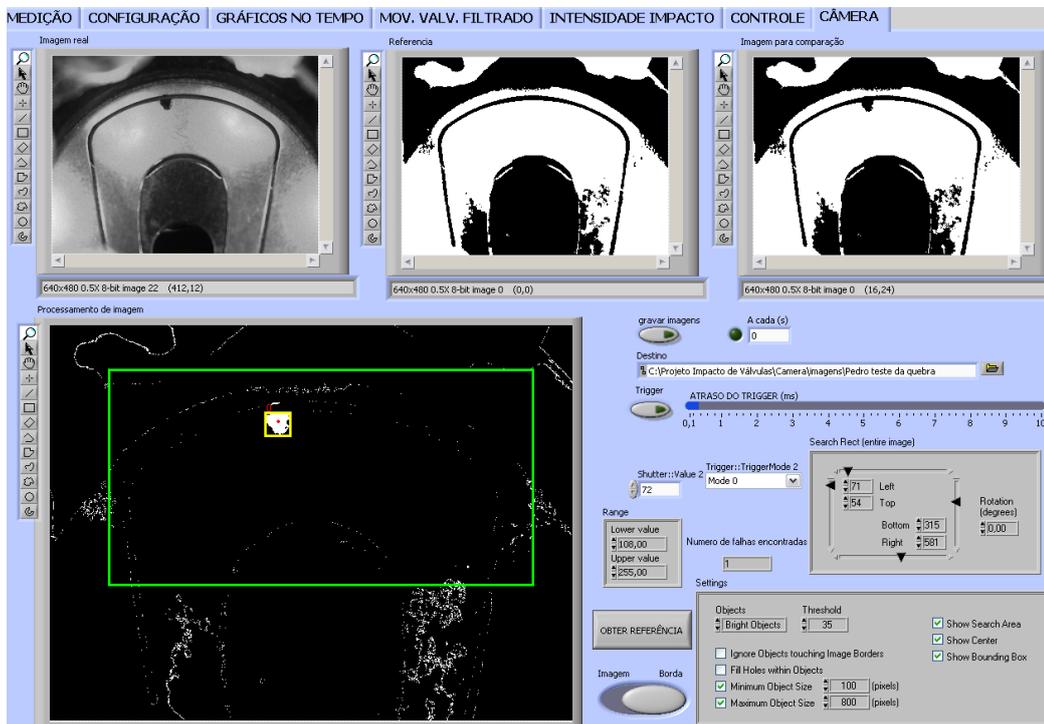


Figura 57: Detecção de fratura da válvula

Entre os controles utilizados para o processamento de imagens no software desenvolvido, pode-se citar:

- opção de utilização do trigger;
- tempo do atraso do trigger (ms);
- tempo de exposição da câmera (ms);
- opção de utilização de filtragem das imagens a serem comparadas;
- valor limite de filtragem das imagens a serem comparadas (nível de cinza);
- área da válvula a ser processada para detecção de fratura;
- número de pixels máximo e mínimo para considerar na ocorrência de falha;
- opção de salvar as imagens obtidas em disco rígido para análise.

O software desenvolvido representa uma importante ferramenta para o cumprimento dos requisitos definidos durante a etapa inicial da dissertação, utilizando os recursos e componentes da bancada experimental de forma a gerar resultados representativos e com a menor incerteza possível. O software também possibilita que os ensaios de fadiga de impacto de válvulas sejam realizados de forma prática e automatizada.

No presente capítulo, foram discutidos detalhes acerca do desenvolvimento da bancada de ensaio de válvulas. No capítulo 6, o desenvolvimento da bancada de calibração dos sistemas de medição de deslocamento é discutido.

CAPÍTULO 6 – DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA PARA CALIBRAÇÃO DE TRANSDUTORES DE DESLOCAMENTO

Os sistemas de medição de deslocamento utilizados na bancada de ensaio de fadiga por impacto de válvulas exigem a obtenção das suas curvas características de resposta para que, a partir dessas, sejam definidas as equações que relacionam tensões de saída com deslocamentos das válvulas. O procedimento é necessário pelo fato dos sistemas utilizados terem resposta dependente de cada instalação específica, sendo influenciados, por exemplo, pelo material e forma do objeto medido, existência de inclinação entre sensor e objeto e proximidade de outros objetos. Com o objetivo de se obter as curvas características de resposta dos sistemas de medição de deslocamento utilizados e as equações que definem seu comportamento, uma bancada de calibração foi desenvolvida.

6.1 – DESENVOLVIMENTO DA ESTRUTURA FÍSICA

6.1.1 – Funcionamento da bancada

A calibração de sistemas de medição de deslocamento é normalmente realizada por meio da aplicação de um deslocamento em um objeto, que é medido simultaneamente por um sistema padrão e o sistema que se deseja obter a curva característica de resposta. A bancada de calibração desenvolvida utiliza esse princípio, permitindo a aplicação controlada e gradual de deslocamentos na válvula.

A bancada de calibração tem dois modos de funcionamento. Para a calibração do sistema de fibra óptica é utilizado um mecanismo de “alça”, que puxa a válvula. A calibração é realizada dessa maneira para não haver obstrução no caminho óptico do feixe luminoso do sistema de fibra óptica por parte de algum objeto, o que alteraria os resultados de medição. Já a calibração do sistema de correntes de *eddy* é realizada com a utilização de apalpadores que empurram a válvula para aplicar o deslocamento.

Para realizar a calibração do sistema de fibra óptica, a válvula é montada de maneira idêntica à observada na bancada de ensaios. Em sua superfície, na face oposta à face onde o sensor é instalado, é fixado um olhal, para que a válvula seja alçada pelo mecanismo que aplica o deslocamento. A haste que puxa a válvula é fixada a uma mesa micrométrica, que permite a aplicação de deslocamentos graduais para que seja obtida a resposta do sistema para toda sua faixa de medição. O deslocamento aplicado é constantemente medido por um sistema de medição padrão, que funciona com contato e é utilizado como referência de deslocamento pelo sistema desenvolvido. A figura 58 mostra princípio de funcionamento da calibração do sistema de fibra óptica.

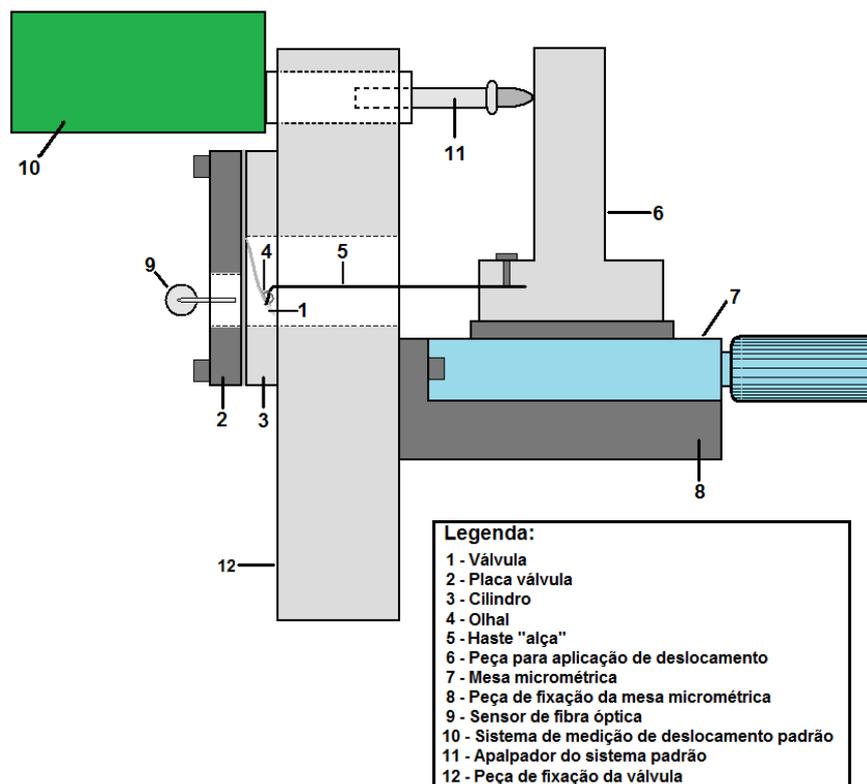


Figura 58: Princípio de funcionamento da calibração do sistema de medição de deslocamento baseado em fibra óptica

A calibração do sistema de correntes de *eddy* funciona de maneira similar ao de fibra óptica. Nessa calibração, porém, a válvula é deslocada por meio de dois apalpadores de latão, que são instalados nas laterais do sensor *eddy* e empurram a válvula. O princípio de funcionamento da calibração para o sistema de correntes de *eddy* é mostrado na figura 59.

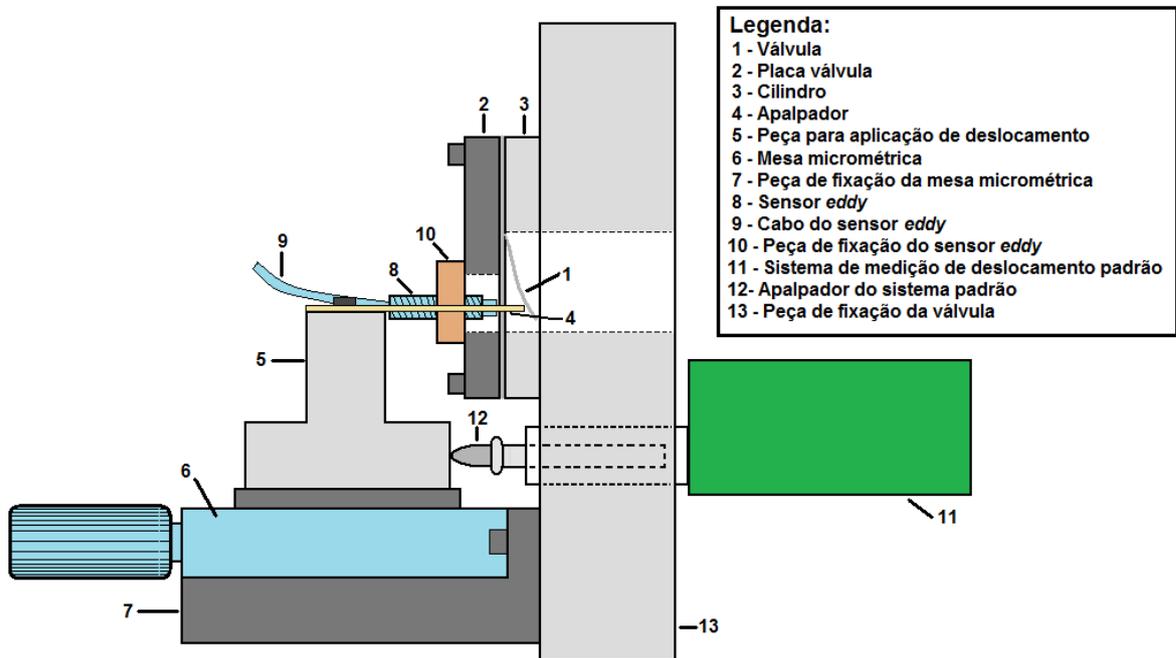


Figura 59: Princípio de funcionamento da calibração do sistema de medição de deslocamento baseado em correntes de *eddy*

6.1.2 – Componentes utilizados

Os principais componentes utilizados na bancada de calibração são: motor de passo, mesa micrométrica; sistema de medição de deslocamento padrão.

O motor de passo é utilizado para aplicar deslocamento à mesa micrométrica de forma automatizada. Para aplicar o deslocamento, o motor de passo é acoplado ao seu atuador manual da mesa micrométrica. O deslocamento angular do motor de passo aplicado ao atuador manual da mesa micrométrica define a relação passo-deslocamento linear resultante para o mecanismo desenvolvido.

O motor de passo utilizado na bancada de calibração é o Step-Syn 103-770-11, da empresa Sanyo Denki. Como principais características, o motor

utilizado é alimentado por uma tensão contínua de 5,1 V, corrente máxima de 1,0 A e passo de $(1,8 \pm 0,09)^\circ$. A mesa micrométrica utilizada tem como principal característica o deslocamento de 500 μm a cada revolução completa (360°).

O sistema de medição de deslocamento padrão é composto pelo transdutor eletro-óptico incremental MT-12 e o mostrador ND-261, ambos da empresa Heidenhain. O sistema apresenta: faixa de medição de 12 mm; comunicação serial para o controle e leitura dos resultados de medição; incerteza de $\pm 0,3 \mu\text{m}$, conforme calibração realizada no Laboratório de Metrologia Dimensional da Fundação CERTI, laboratório integrante da Rede Brasileira de Calibração.

6.1.3 – Projeto mecânico

O acoplamento entre o motor de passo e a mesa micrométrica necessitou o projeto de um mecanismo especial para compensar o deslocamento observado no atuador quando se aplica um deslocamento à mesa micrométrica. O mecanismo é formado por duas peças fixadas ao motor de passo e à mesa micrométrica, que por sua vez são acopladas entre si por meio de três pinos cilíndricos. Os pinos deslizam nos furos existentes nas peças, compensando o deslocamento do atuador manual da mesa micrométrica. O mecanismo projetado para o acoplamento entre o motor de passo e a mesa micrométrica é mostrado na figura 60.

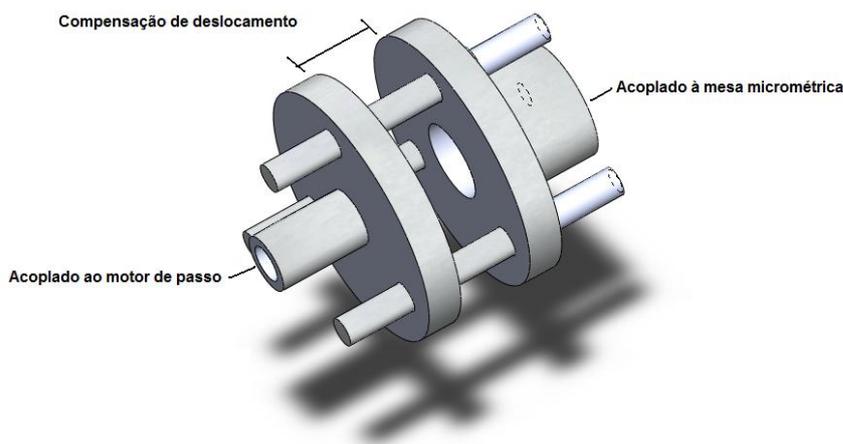


Figura 60: Mecanismo para o acoplamento entre o motor de passo e a mesa micrométrica

A peça utilizada para a fixação da válvula é a mesma utilizada na bancada de ensaios, conforme discutido no capítulo 5. A peça de fixação, juntamente com a válvula, pode ser retirada facilmente da bancada de ensaios e fixada na bancada de calibração. Para aplicar um deslocamento controlado à válvula, a mesa micrométrica é instalada junto à peça de fixação da válvula com o uso de parafusos.

O sistema de medição de deslocamento padrão é preso à peça de fixação da válvula por meio de buchas e parafuso. O projeto mecânico da bancada desenvolvida para a calibração do sistema de medição de deslocamento baseado em correntes de *eddy* é mostrado na figura 61.

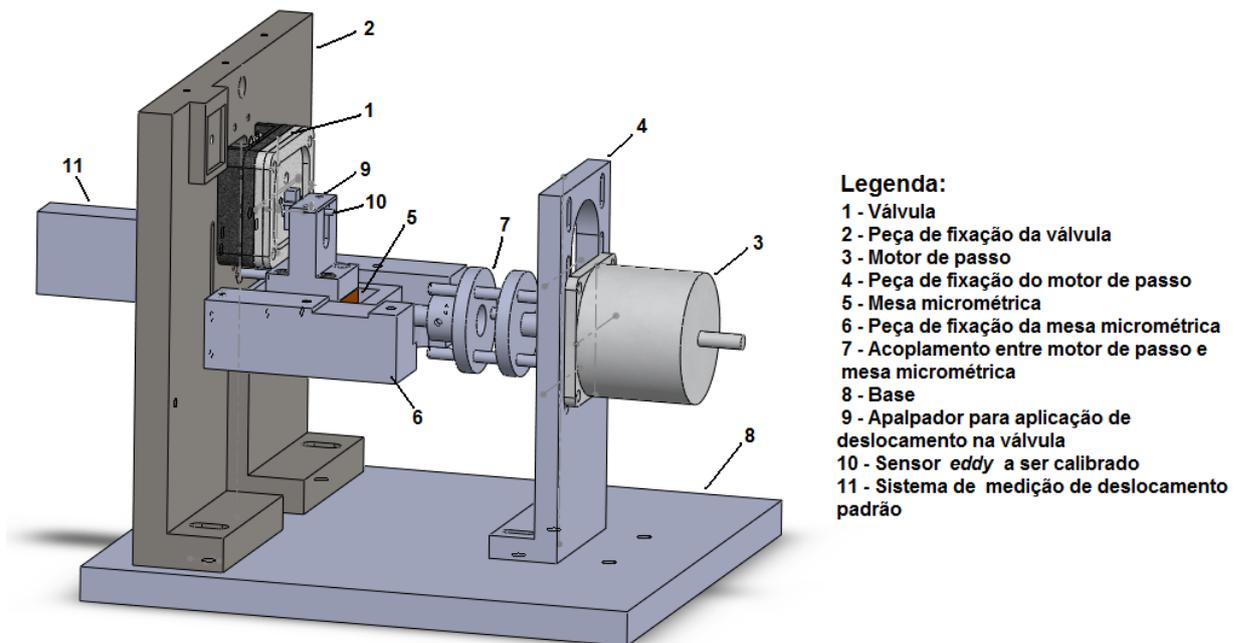


Figura 61: Projeto mecânico da bancada de calibração desenvolvida

6.1.4 – Acionamento do motor de passo

O acionamento do motor de passo é controlado por quatro saídas digitais da placa de aquisição utilizada. A sequência de acionamento das saídas digitais e a frequência da sua atualização determinam, respectivamente, o sentido e a frequência rotacional do motor de passo.

Para o acionamento do motor de passo, foi desenvolvido um circuito eletrônico que fornece a corrente necessária para seu funcionamento, cujo principal

componente é vetor de transistores Darlington ULN2803A. Esse componente disponibiliza oito saídas de corrente com a capacidade de 500 mA, que são utilizadas aos pares para acionar o motor de passo.

A rotação do motor é realizada por meio do acionamento tipo meio-passo, que possibilita o controle do motor em um passo intermediário. Isso é realizado com o acionamento simultâneo de suas saídas digitais do sistema de controle, reduzindo a resolução do passo do motor para $0,9^\circ$. A relação obtida entre passo-deslocamento da mesa micrométrica é de apenas $1,25 \mu\text{m}$ a cada meio-passo. O passo linear extremamente reduzido possibilitado pela bancada desenvolvida é uma excelente característica para a calibração dos sistemas de medição de deslocamento.

6.2 – DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE

Um software desenvolvido em Labview é responsável pelo controle do deslocamento aplicado à válvula montada e a aquisição dos sinais do sistema de medição de deslocamento a ser calibrado e do sistema de medição padrão.

Os principais controles do software desenvolvido são: frequência rotacional do motor de passo (rpm); faixa de calibração (μm); passo linear de deslocamento (μm); tempo de espera entre medições (ms); deslocamento desejado (μm).

Como principais indicadores, o software da bancada de calibração apresenta: gráfico da relação entre o deslocamento aplicado e a tensão de saída dos sistemas de medição calibrados; deslocamento medido pelo sistema padrão (μm); deslocamento estimado pelo mecanismo motor de passo-mesa micrométrica (μm); erro entre o sistema de medição padrão e o estimado (μm); posição angular do motor de passo ($^\circ$). A tela principal contendo o painel frontal do software de calibração desenvolvido é mostrado na figura 62.



Figura 62: Software de medição desenvolvido

Após a calibração dos sistemas de medição de deslocamento utilizados, são gravadas tabelas com os resultados de medição, que são utilizadas para a determinação da característica de resposta do sistema de medição.

A bancada desenvolvida permite, de maneira muito rápida, a obtenção das curvas características de resposta dos sistemas a serem calibrados e a instalação na bancada de ensaios de maneira idêntica à utilizada para a calibração, não havendo a necessidade de ajustes nas peças de fixação da válvula ou dos sistemas de medição. Isso garante que a característica de resposta obtida durante as calibrações é válida também para os componentes quando instalados na bancada de ensaios.

CAPÍTULO 7 – RESULTADOS OBTIDOS

No presente capítulo são apresentados os resultados obtidos da bancada de ensaio de fadiga de impacto de válvulas desenvolvida, estruturados de acordo com sua funcionalidade. Os seguintes resultados são discutidos: características do funcionamento da bancada de ensaio, como alinhamento, frequência rotacional, intensidade do pulso de ar comprimido; incertezas dos sistemas de medição; detecção do instante de impacto; controle da velocidade de impacto; detecção de quebra de válvula; contagem do número de ciclos e dados gerados pela bancada de ensaio.

7.1 - FUNCIONAMENTO DA BANCADA DE ENSAIO

Entre os resultados verificados relativos ao funcionamento da bancada experimental desenvolvida, são discutidos: alinhamentos dos eixos; atrito entre as peças; frequência rotacional de utilização; intensidade dos pulsos de ar comprimido; ruídos e vibrações.

O mecanismo de alinhamento das peças responsáveis pelo suporte dos eixos da bancada experimental se mostrou adequado para permitir o funcionamento do sistema em uma ampla faixa de frequências rotacionais. O projeto mecânico e as tolerâncias geométricas e dimensionais especificadas garantem que os desalinhamentos existentes estão dentro das tolerâncias angulares, axiais e radiais suportadas pelos acoplamentos utilizados.

O alinhamento obtido permite a utilização da bancada experimental em frequências rotacionais de até 7000 rpm, sem danificar a estrutura e os componentes do sistema. O mecanismo de guias de alinhamento utilizado torna a montagem da bancada fácil e rápida, evitando a geração de desalinhamentos excessivos em função da montagem indevida. As tolerâncias dimensionais e

geométricas da peça de fixação da válvula garantem o seu posicionamento com excelente centralização, para todos os modelos que o sistema permite testar.

O atrito existente entre os discos perfurados e as peças de teflon, utilizadas para controlar a passagem dos pulsos de ar comprimido, não é apontado como um problema. Em uma etapa inicial do projeto mecânico, foram usinados discos perfurados com problemas de paralelismo entre suas faces e um eixo de fixação com problemas de cilindricidade, o que causou atrito excessivo entre os discos e as peças de teflon. O atrito resultou em vibrações e ruídos elevados, além do desgaste da peça de teflon, cujos fragmentos podiam ser vistos na válvula testada durante o ensaio. Com um novo projeto mecânico dos discos perfurados e do eixo esses problemas foram contornados satisfatoriamente.

Medições realizadas em diferentes frequências de excitação do movimento da válvula permitiram verificar que a velocidade de impacto sofre influência desse parâmetro de ensaio. O gráfico da figura 63 mostra os valores de medição da velocidade de impacto em função da frequência de excitação, para pressões de (1,5; 2,5 e 3,0) bar. As velocidades altas nas frequências de excitação mais baixas podem ser explicadas pelo maior deslocamento da válvula, que ocorrem devido ao maior período de contato entre as perfurações e o ar comprimido disponível para a geração dos pulsos que movimentam a válvula.

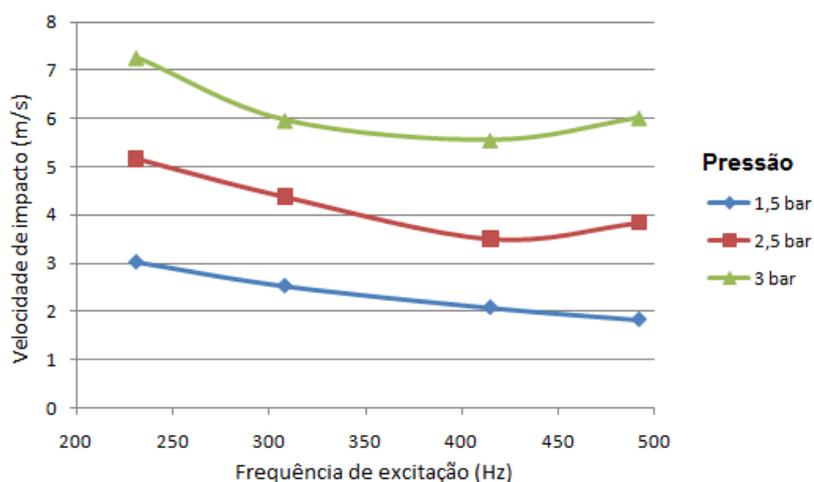


Figura 63: Velocidade de impacto da válvula em função da frequência de excitação

Em frequências rotacionais demasiadamente baixas do motor elétrico verificou-se que a válvula sofre torção durante o seu movimento. A instabilidade do movimento da válvula é explicada pela forma com que os pulsos de ar se

desenvolvem através das perfurações dos discos. Cada perfuração dos discos entra em contato gradualmente com o ar comprimido disponível para a geração dos pulsos que movimentam a válvula. Isso resulta em uma distribuição não uniforme do fluxo de ar comprimido gerado nos tubos de direcionamento, fazendo com que os pulsos atinjam a válvula de maneira desordenada. Esse problema é contornado em frequências mais altas, já que o efeito do contato gradual entre as perfurações e o ar comprimido tem influência muito menor.

Por meio de uma observação visual do movimento da válvula capturada pela câmera digital, a frequência de excitação mínima sugerida para os ensaios é de 350 Hz. A figura 64 compara o movimento da válvula para as frequências de movimento da válvula de 190 Hz, onde a existência de uma pequena torção é verificada pela não simetria do reflexo dos *Leds* em relação ao centro da válvula, e de 350 Hz, estabelecida como valor mínimo de frequência de excitação para os ensaios, na qual é possível verificar uma maior simetria .

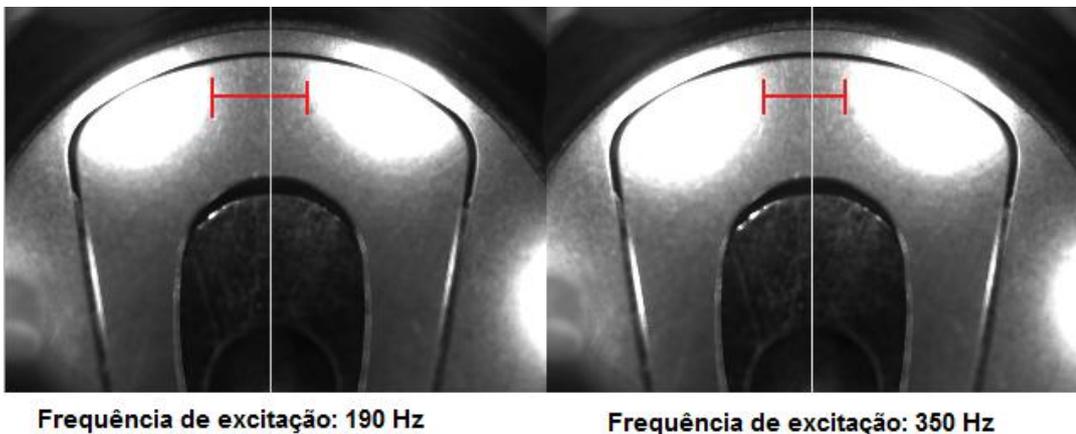


Figura 64: Torção da válvula para diferentes frequências de excitação

A intensidade dos pulsos de ar comprimido permite atingir velocidades máximas de 14 m/s no movimento da válvula. Esse valor é considerado suficiente, já que os valores verificados nas medições das velocidades de impacto das válvulas em compressores instrumentados apresentam valores muito inferiores. A realização de ensaios em velocidades muito acima dos valores de operação do compressor não são representativas em relação à real utilização das válvulas.

O valor da pressão de saída da válvula proporcional tem grande influência nas velocidades de impacto observadas nas válvulas testadas, e a relação entre essas duas grandezas é praticamente proporcional. Por esse motivo, a pressão é utilizada como parâmetro de controle da velocidade de impacto da válvula. O gráfico

da figura 65 mostra a velocidade de impacto da válvula em função da pressão de controle, para frequências de excitação de (310, 415 e 490) Hz.

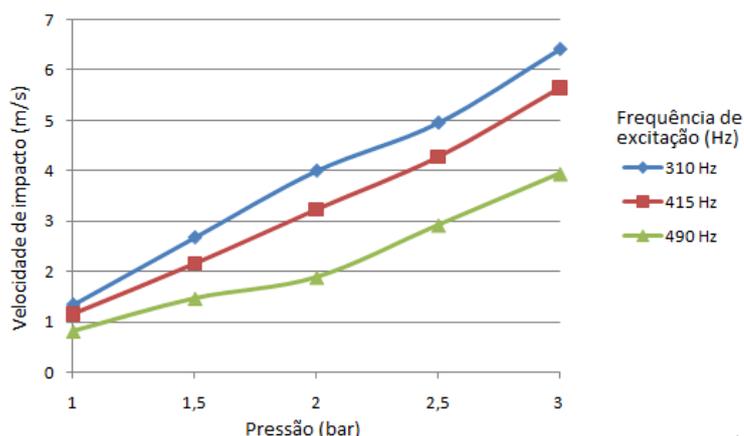


Figura 65: Velocidade de impacto da válvula em função da pressão da válvula proporcional

Os erros de medição devido à vibração da bancada de ensaio são considerados baixos, característica que foi garantida pela alta rigidez das estruturas de fixação dos sistemas de medição, da válvula testada e das peças que suportam os componentes rotativos do sistema.

Para comprovar a influência da vibração da bancada foram comparadas as medições da variação do deslocamento da válvula, sem a utilização de ar comprimido, para duas situações: motor desligado e motor ligado, operando em frequência rotacional de 2500 rpm. As medições de deslocamento foram realizadas com o sistema de fibra óptica, cuja fixação do sensor é considerada mais crítica em termos de rigidez. Os valores de pico a pico do sinal de deslocamento foram (2,8 e 3,9) μm , para o motor desligado e ligado, respectivamente. A diferença de 1,1 μm entre os valores obtidos é muito baixa e é possível concluir que a incerteza de medição devido às vibrações é desprezível.

A montagem da válvula testada é realizada de forma que suas propriedades mecânicas sejam as mais parecidas possíveis com a situação de aplicação no compressor. A válvula é fixada em sua própria placa válvula, e utiliza-se também sua junta e a peça de fixação externa equivalente à tampa do cilindro. A frequência natural e a rigidez da válvula testada são mantidas com o uso de uma peça que engasta a válvula na mesma posição de montagem do compressor. A maior diferença entre a situação de utilização do compressor e os ensaios realizados na bancada desenvolvida é a não utilização de óleo e gás refrigerante, que implicariam dificuldades experimentais consideráveis.

7.2 – LEVANTAMENTO DAS INCERTEZAS DOS SISTEMAS DE MEDIÇÃO DE DESLOCAMENTO

O levantamento das incertezas dos sistemas de medição de deslocamento é realizado com a utilização da bancada de calibração desenvolvida e por meio da análise das condições de operação dos transdutores na bancada de ensaio de válvulas. A bancada de calibração permite aplicar um deslocamento conhecido na válvula para se obter a curva característica dos sistemas de medição utilizados. Com a resposta dos transdutores é possível realizar a determinação da repetitividade e da curva de erros de linearidade.

O primeiro passo para o levantamento das incertezas é a obtenção da curva característica de resposta para a faixa completa de medição dos sistemas analisados. As curvas de resposta obtidas permitem que as faixas lineares de ambos os sistemas sejam definidas. Com o uso do Método dos Mínimos Quadrados, um algoritmo implementado por meio do software Mathworks Matlab^[60] define uma equação linear para uma faixa de medição determinada, de modo que o erro máximo entre o padrão de medição de deslocamento utilizado e a reta definida pela equação encontrada seja o menor possível.

A determinação das incertezas considera uma faixa de medição de 200 μm , pois é considerado que os impactos da válvula contra seu assento ocorram dentro dessa faixa. O mesmo valor é utilizado nas medições de velocidade de impacto realizadas em compressores, situação na qual existe uma película de óleo entre o assento e a válvula, o que pode ocasionar impactos mais distantes do ponto em que o deslocamento é zero. O gráfico da figura 66 mostra a curva característica de resposta dos sistemas de medição para um deslocamento total de 1200 μm , mostrando o valor da tensão de saída em função do deslocamento aplicado. No gráfico é mostrado também o início e o final das faixas de medição lineares que serão utilizadas no procedimento de levantamento das incertezas de ambos os sistemas.

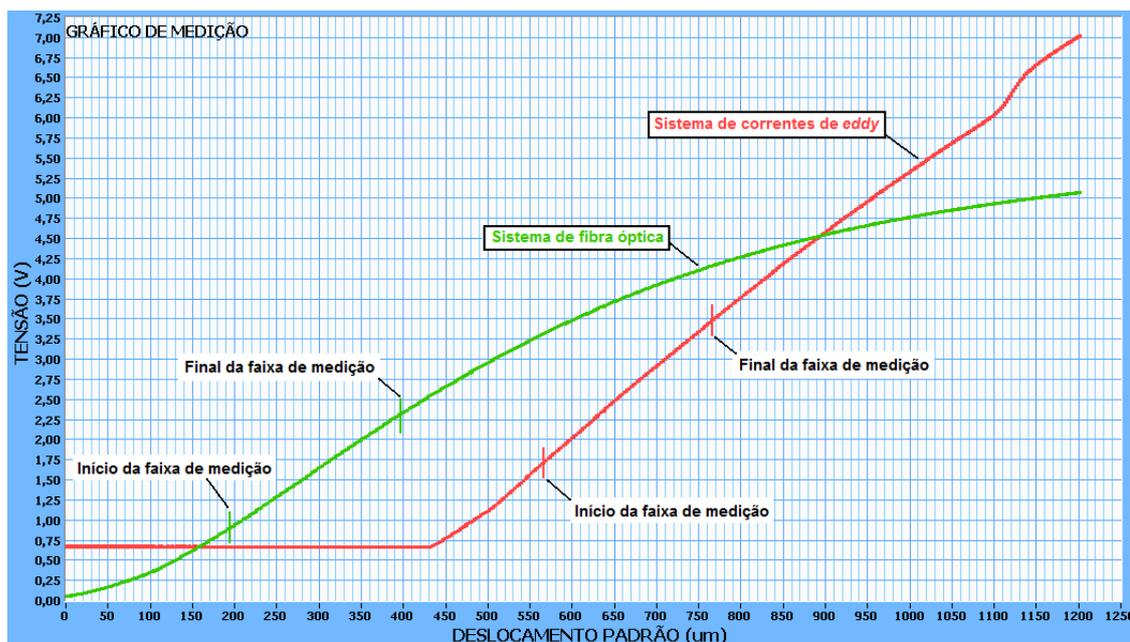


Figura 66: Curvas características de resposta para os sistemas fibra óptica e correntes de *eddy*

O procedimento teve como resultado os seguintes dados para as curvas de resposta obtidas:

- Sistema de fibra óptica:
 - Início da faixa de medição: 194 µm.
 - Tensão equivalente ao início da faixa de medição: 0,898 V.
 - Final da faixa de medição: 398 µm.
 - Tensão equivalente ao final da faixa de medição: 2,330 V.
- Sistema de correntes de *eddy*:
 - Início da faixa de medição: 566 µm.
 - Tensão equivalente ao início da faixa de medição: 1,713 V.
 - Final da faixa de medição: 765 µm.
 - Tensão equivalente ao final da faixa de medição: 3,490 V.

Após a determinação da faixa de medição linear, é possível obter a repetitividade e a curva de erros de linearidade dos sistemas de medição. Os sensores devem ser posicionados em relação à válvula, de modo que as tensões de saída dos sistemas sejam aquelas definidas no procedimento anterior. Para garantir que os impactos sejam medidos com incerteza reduzida, as equações lineares que definem as curvas de resposta dos sistemas de medição são obtidas para uma faixa de cerca de 200 µm. Os pontos definidos anteriormente como pontos de início da faixa de medição são considerados como deslocamento zero. A curva de erros de

linearidade do sistema de fibra óptica é mostrada na figura 67. O erro de linearidade é o erro máximo observado na curva de erros. A curva de erro de linearidade do sistema de fibra óptica teve como resultado o erro máximo de $0,69 \mu\text{m}$ para uma faixa de medição de $191 \mu\text{m}$.

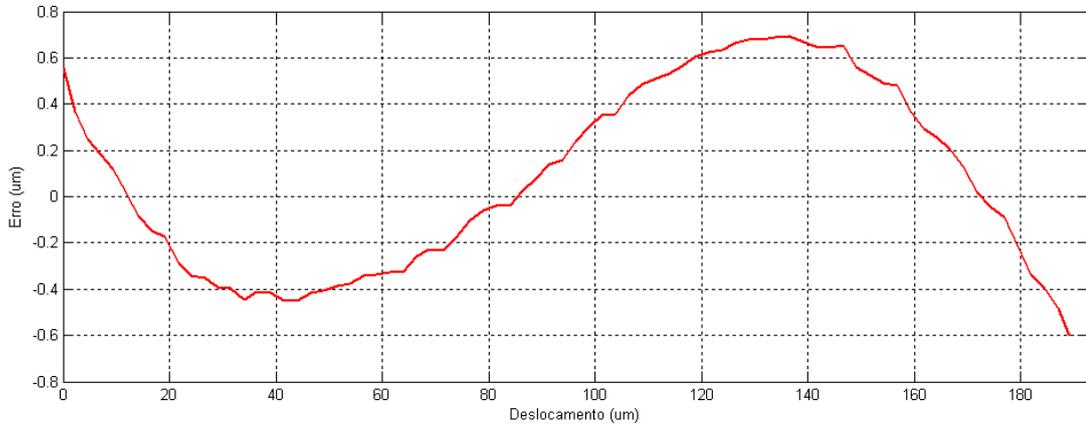


Figura 67: Curva de erros devido a não-linearidade do sistema de medição de deslocamento de fibra óptica

A figura 68 mostra a curva de erros de linearidade obtida para o sistema de correntes de *eddy*, na qual o erro de linearidade verificado é $1,4 \mu\text{m}$ para uma faixa de medição de $199 \mu\text{m}$. Para garantir o erro máximo encontrado, os transdutores de ambos os sistemas devem ser posicionados com uma tolerância de $\pm 20 \text{ mV}$ em relação à tensão de saída equivalente ao início das faixas de medição estabelecidas, o que pode ser realizado com relativa facilidade.

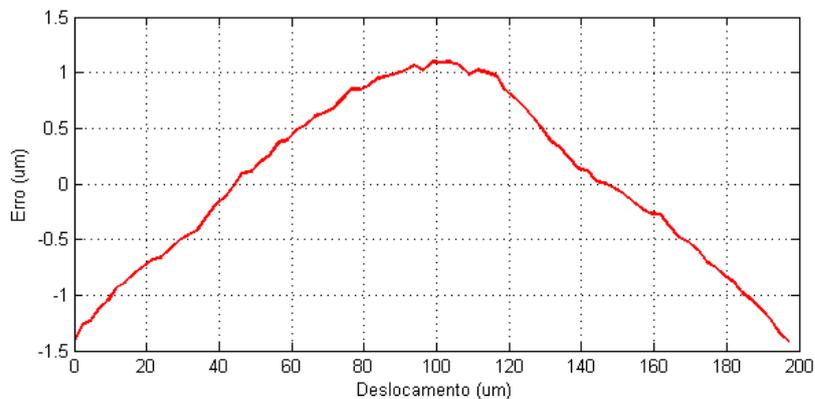


Figura 68: Curva de erros devido a não-linearidade do sistema de medição de deslocamento de correntes de *eddy*

A incerteza padrão é originada no erro aleatório observado nas medições realizadas sob as mesmas condições. A repetitividade dos sistemas utilizados é obtida multiplicando-se a incerteza padrão pelo coeficiente de Student para 30 graus de liberdade e 95,45 % de confiabilidade. Os valores do cálculo da repetitividade dos sistemas de medição de correntes de *eddy* e fibra óptica são mostrados na tabela 2:

Tabela 2: Cálculo da repetitividade dos sistemas de medição de deslocamento correntes de *eddy* e fibra óptica

Sistema de medição	Incerteza padrão máxima (μm)	Graus de liberdade (v)	Coefficiente de Student (95,45% de confiabilidade)	Repetitividade (μm)
Fibra óptica	0,13	30	2,087	0,28
Correntes de <i>eddy</i>	0,075	30	2,087	0,16

A histerese não é considerada pelo fato dos sistemas serem do tipo sem contato e empregados princípios de medição em que a histerese é desprezível. A deriva térmica dos sistemas também não é incluída no cálculo das incertezas. Os sensores são utilizados na temperatura ambiente, muito próxima à temperatura de calibração, já que o ar comprimido tem pouca variação de temperatura, e os sistemas de medição são praticamente insensíveis às pequenas variações. A excelente resposta dinâmica dos transdutores acarreta na detecção e medição de qualquer oscilação no deslocamento da válvula, e considera-se que os movimentos realizados pela válvula na proximidade do instante de impacto sejam adquiridos com alto grau de confiabilidade.

O erro máximo é obtido por meio da soma do erro de linearidade e da repetitividade encontrados. Os valores calculados são 0,97 μm para o sistema de fibra óptica e 1,6 μm para o sistema de correntes de *eddy*. Os resultados de incerteza da medição de deslocamento de ambos os sistemas são considerados excelentes, e se mostram adequados para a aplicação a qual são destinados. Além disso, a instrumentação dos sensores na bancada experimental é realizada de forma prática e rápida.

7.3 - DETECÇÃO DO INSTANTE DE IMPACTO

A detecção do instante de impacto da válvula testada representa um aspecto crítico para a bancada experimental desenvolvida. A resposta do método utilizado deve ser imediata, devido à característica do sinal da velocidade da válvula no momento em que a válvula está prestes a colidir contra o assento. A velocidade de impacto é definida como a velocidade da válvula no instante em que o impacto foi detectado, pelo cruzamento das curvas obtidas. Nessa situação, a velocidade da válvula sofre enorme variação, e qualquer atraso na detecção do instante do impacto resulta em grande diferença na velocidade de impacto obtida pelo sistema desenvolvido. O método de detecção de impacto deve acusar a colisão da válvula contra seu assento imediatamente no instante em que o sinal proveniente do acelerômetro piezorresistivo instalado na placa válvula sofre uma oscilação de maior amplitude.

Os gráficos com os resultados de medição das figuras 69 e 70 mostram a atuação do sistema de detecção do instante de impacto. A figura 69 permite visualizar a enorme variação do sinal da velocidade da válvula. Na figura mostrada, a velocidade da válvula sofre uma redução de 50 % de seu valor em apenas 10 μ s, confirmando o aspecto crítico da detecção do impacto, que deve ser realizada sem atraso.

Na figura 70 é mostrado um gráfico aproximado da detecção de impacto realizada pelo método desenvolvido, que permite visualizar que o impacto é detectado no exato instante em que a amplitude do sinal do acelerômetro sofre maior oscilação. O método de detecção de impacto desenvolvido mostra resultados similares para toda a faixa de frequências de movimento de válvula determinada e para toda a faixa de velocidades de impacto utilizada nos ensaios, comprovando a adequabilidade do método.

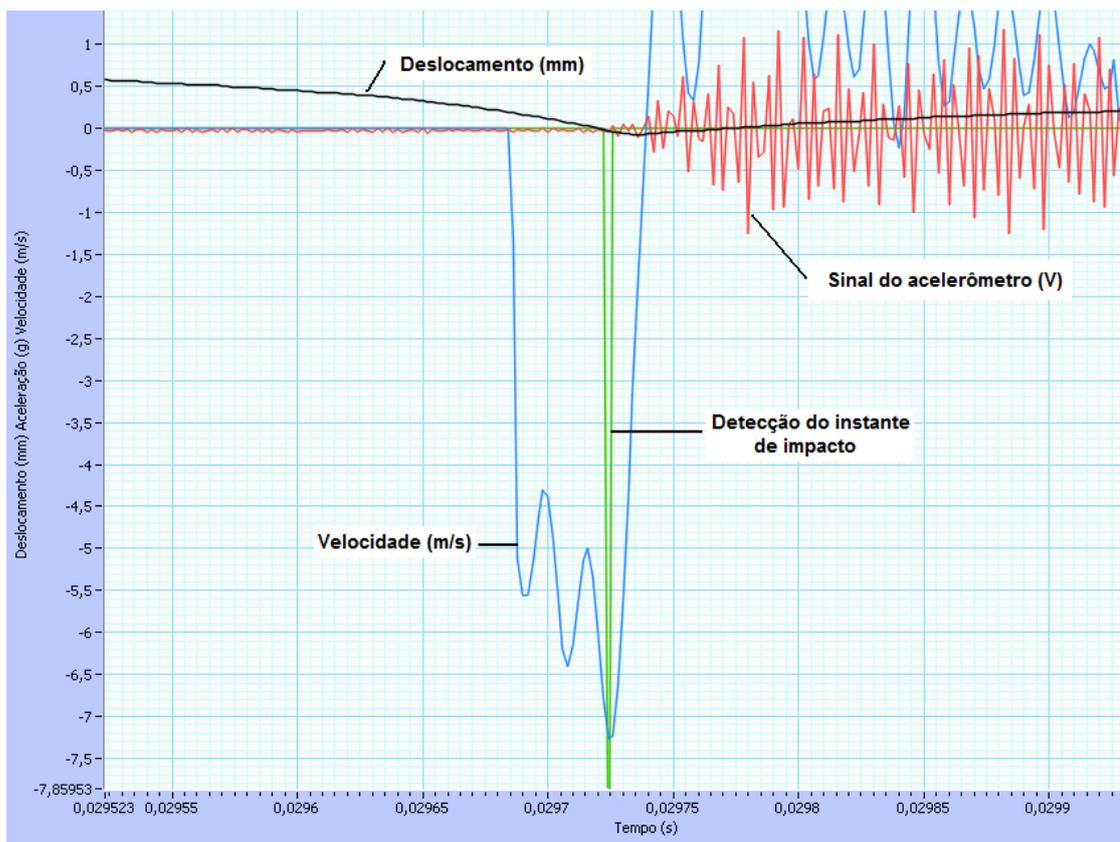


Figura 69: Detecção do instante de impacto da válvula

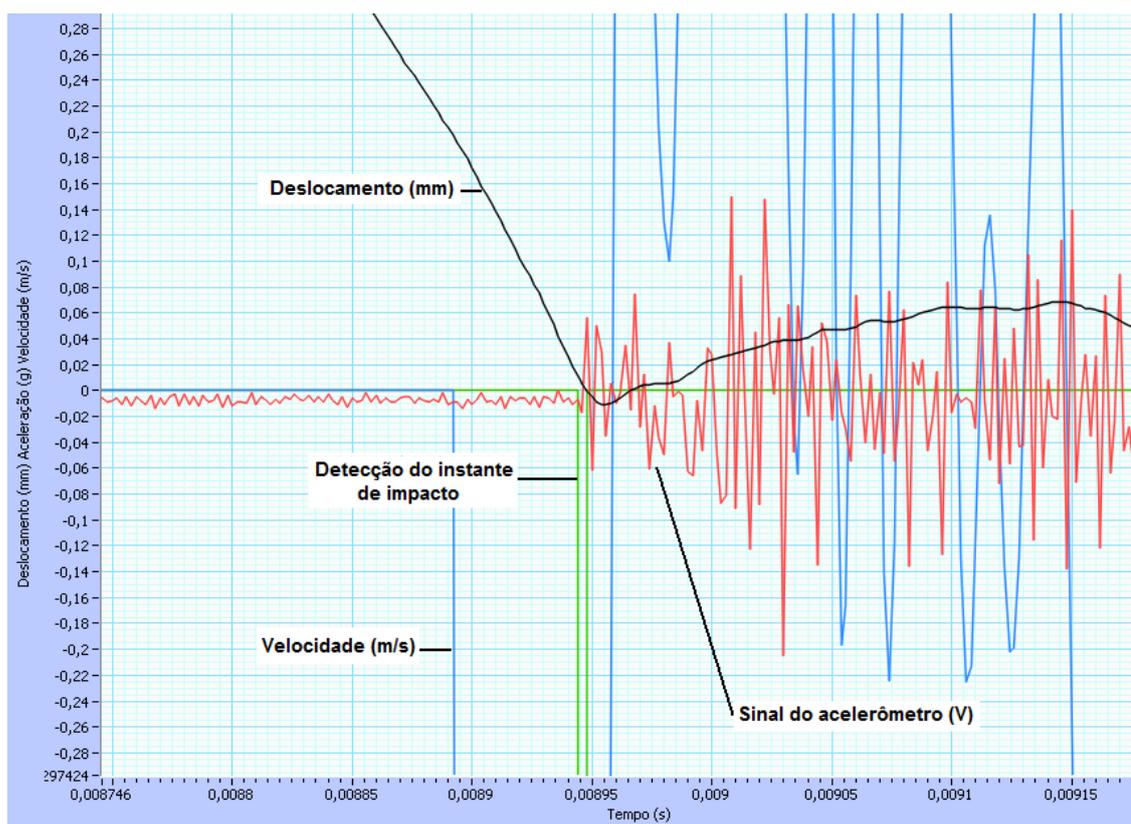


Figura 70: Vista aproximada da detecção do instante de impacto da válvula

7.4 – CONTROLE DA VELOCIDADE DE IMPACTO

A velocidade de impacto deve ser controlada adequadamente para que seja garantida a confiabilidade dos resultados de resistência à fadiga de impacto de válvulas. Entre os dados gerados a cada ensaio, a velocidade de impacto média pode ser considerada como uma das grandezas mais importantes. A razão disso é o fato da velocidade de impacto controlada ser a principal determinante dos resultados de fadiga de impacto obtidos. O algoritmo de controle deve também manter uma baixa dispersão nas velocidades de impacto medidas em diferentes instantes, pois uma grande variação prejudicaria a representatividade dos resultados do ensaio. O seguimento de referência não é um fator crítico para o método de controle desenvolvido, já que é mantida a mesma velocidade de impacto para todo o ensaio. A tabela 3 mostra os resultados do controle da velocidade de impacto da válvula para as velocidades de referência de (3, 4, 5 e 6) m/s.

Tabela 3: Resultados do controle da velocidade de impacto

Velocidade de referência (m/s)	velocidade de impacto média (m/s)	Erro (m/s)	Erro (%)	Desvio padrao (m/s)	Número de pontos de medição
3,00	2,999	-0,001	-0,03	0,53	315 k
4,00	4,003	0,003	0,08	0,96	315 k
5,00	5,001	0,001	0,02	1,2	315 k
6,00	5,999	-0,001	-0,02	2,0	315 k

O software de controle desenvolvido cumpriu os requisitos de manter a velocidade de impacto média do ensaio com um erro mínimo em relação à velocidade de impacto de referência. O desvio padrão relativamente alto das velocidades de impacto medidas durante o ensaio é explicado pela instabilidade inerente ao movimento da válvula na proximidade do impacto, devido à sua alta dinâmica e do efeito chicote, discutido no item 2.4.2, e não pela inadequação do algoritmo de controle.

A figura 71 mostra o gráfico do controle da velocidade de impacto da válvula, no qual podem ser visualizadas: velocidade de impacto de referência; velocidade de impacto medida e pressão de saída da válvula proporcional, grandeza na qual o

algoritmo de controle atua para variar a velocidade de impacto. No gráfico mostrado, a velocidade de impacto de referência foi alterada de 2 m/s para 4 m/s.

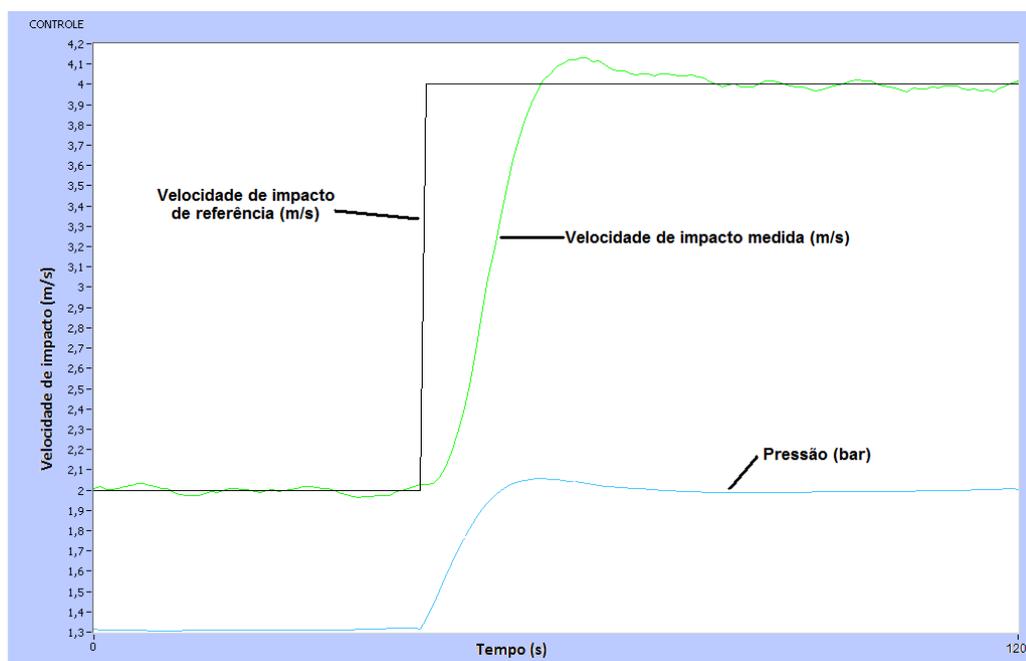


Figura 71: Gráfico de controle da velocidade de impacto da válvula

7.6 – CONTAGEM DO NÚMERO DE CICLOS

A contagem do número de ciclos realizados pela válvula durante o ensaio é realizado por um dispositivo que identifica uma revolução completa do eixo do motor elétrico da bancada experimental. Como os discos perfurados são projetados com nove furos cada, cada revolução completa equivale a nove ciclos do movimento de válvula.

O dispositivo de contagem do número de ciclos realizados pela válvula durante o ensaio cumpriu o requisito de apresentar baixa incerteza no seu resultado e é possível garantir, devido à sua resposta estável e repetitiva, que não é perdida nenhuma revolução completa no método de contagem.

A baixa incerteza é decorrente da baixa resolução do dispositivo em relação ao número de ciclos suportados pela válvula até ocorrer a quebra ou a interrupção

do ensaio, que é considerado na ordem de milhões de ciclos. Os trabalhos desenvolvidos por Svenzon^[31], Dusil e Johansson^[33] e Nystrom, Larsson, Olsson e Svensk^[28] definiram que os ensaios devem ser interrompidos assim que são realizados 10 milhões de ciclos. A resolução do dispositivo de contagem desenvolvido é equivalente a apenas 0,00009 % em relação ao limite definido para a interrupção dos ensaios pelos trabalhos anteriores.

A incerteza do dispositivo de contagem pode ser melhorada com o tratamento do número de revoluções completas de acordo com a equação 6:

$$\text{Número de ciclos} = \text{Revoluções completas} * 9 - 4 \quad (6)$$

Com a equação 6, a incerteza de medição torna-se ± 5 ciclos. O dispositivo de contagem se mostrou, portanto, adequado para cumprir os requisitos estabelecidos e apresenta robustez e funcionamento estável.

7.5 – DETECÇÃO DE QUEBRA DE VÁLVULA

A ocorrência de fratura na superfície da válvula testada é detectada comparando-se várias imagens obtidas sequencialmente com uma imagem de referência, que por sua vez é obtida no início do ensaio, situação em que a válvula ainda não apresenta fratura. Realizando uma operação chamada subtração, o software desenvolvido acusa a quebra da válvula quando a diferença entre a última imagem capturada e a imagem de referência torna-se superior a um determinado limite.

A detecção de quebra da válvula mostrou melhores resultados quando é utilizada a operação de filtragem, que conforme discutido no item 5.2.4, evidencia a borda da válvula com maior clareza e torna o algoritmo de detecção de fratura mais eficiente. O funcionamento do software desenvolvido pode ser visualizado na figura 72. A fratura da borda da válvula é evidenciada na imagem chamada Processamento de Imagem, que indica o local em que a quebra foi identificada. O

método desenvolvido apresenta boa sensibilidade, possibilitando a detecção de fraturas de pequenas dimensões.

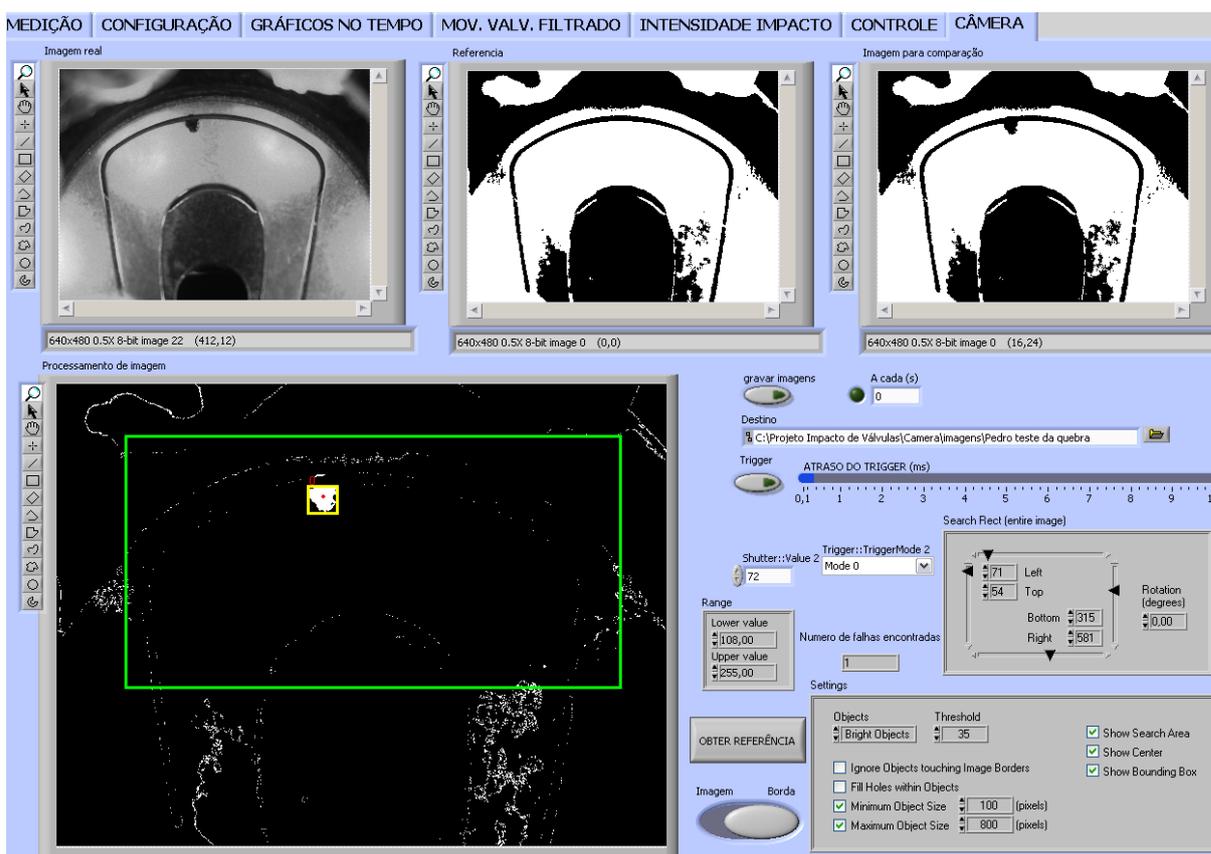


Figura 72: Software de detecção de quebra de válvula

A partir do instante em que a fratura da válvula é detectada, as imagens capturadas são gravadas e nomeadas de acordo com o número de ciclos realizados pela válvula no momento em que foram obtidas. O operador tem também a opção de gravar as imagens obtidas continuamente, possibilitando detectar trincas na superfície da válvula, para que o início e a propagação da falha sejam analisados mais detalhadamente.

A incerteza da detecção da quebra da válvula é considerada a mesma da contagem do número de ciclos realizados durante o ensaio, já que o software desenvolvido permite gravar uma nova imagem a cada revolução completa do motor elétrico da bancada experimental. O resultado obtido é considerado excelente, já que a incerteza de ± 5 ciclos tem valor muito baixo em relação ao número de ciclos necessários para ocasionar a falha da válvula testada.

7.6 – DADOS GERADOS PELA BANCADA DE ENSAIO

Os dois principais dados gerados pela bancada de ensaio de válvulas desenvolvida são a velocidade de impacto controlada e o número de ciclos suportados até a detecção da falha da válvula. Com a relação entre o número de ciclos em função da velocidade controlada é possível tratar os dados obtidos de forma que sejam geradas informações extremamente importantes para análise das propriedades de resistência à fadiga de impacto das válvulas projetadas.

Os dados obtidos pelos ensaios da bancada experimental podem ser utilizados, por exemplo, para a geração de uma curva S-N, conforme discutido no apêndice I. A curva S-N tem grande utilidade para a análise das propriedades de resistência à fadiga de impacto de materiais, permitindo a realização de comparações entre diferentes projetos, mostrando com clareza qual apresenta maior resistência.

Outro dado interessante aos projetistas é a determinação do limite de fadiga, cujo resultado é a velocidade de impacto na qual é verificada a falha de 50 % das válvulas testadas, até um limite determinado para o número de ciclos do movimento da válvula. O limite de 10 milhões de ciclos é sugerido por Svenzon^[31], Dusil e Johansson^[33] e Nystrom, Larsson, Olsson e Svensk^[28] para a interrupção dos ensaios de fadiga de impacto de válvulas. A obtenção do limite de fadiga tem grande utilidade, por possibilitar a determinação do limite de velocidade de impacto que pode ser verificado no compressor, a partir do valor resultante, para que as falhas sejam evitadas.

A curva de probabilidade de sobrevivência representa outro recurso de grande utilidade para a análise da resistência à fadiga de impacto das válvulas. Esse tipo de gráfico mostra a probabilidade da não ocorrência de falha (%) em função da velocidade de impacto controlada durante o ensaio. A curva de probabilidade de sobrevivência mostra os valores de velocidade que são verificadas sobrevivência de 100 % das válvulas testadas. O resultado obtido pode ser utilizado para a determinação da velocidade de impacto máxima que pode ser medida em compressores instrumentados sem que haja o risco de ocorrência de fratura quando utilizados em sistemas de refrigeração.

O tratamento dos dados de fadiga de impacto não foi realizado de maneira mais detalhada, e as curvas e resultados que a bancada experimental possibilita gerar não serão demonstrados, pois a realização de um número adequado de ensaios não foi possível. O sistema de ar comprimido do laboratório no qual o trabalho foi desenvolvido não tem capacidade de vazão suficiente para realizar ensaios completos. Era observada a queda considerável na pressão de entrada da válvula proporcional. Isso se deve ao fato de ser uma central de ar comprimido pequena, com 25 anos de operação e distante mais de 20 m do ponto em que foi operada a bancada. Os ensaios, portanto, precisavam ser interrompidos inúmeras vezes, até que a pressão do sistema de ar comprimido fosse restabelecida. Considera-se que a utilização da bancada desenvolvida em uma empresa não será prejudicada por esse problema, já que é comum que os sistemas de ar comprimido de empresas tenham capacidade de vazão muito superior ao necessário para operação da bancada experimental desenvolvida.

No presente capítulo, foram apresentados e discutidos os resultados obtidos, relativos ao: funcionamento da bancada, levantamento de incertezas de medição de deslocamento, detecção do instante de impacto, controle da velocidade de impacto, contagem do número de ciclos, detecção de quebra de válvula e resultados a serem gerados.

Os resultados apresentados comprovam que a bancada de ensaio desenvolvida, apesar das dificuldades técnicas inerentes ao fenômeno mensurado, cumpriu os requisitos estabelecidos. A bancada experimental desenvolvida durante o presente trabalho representa uma ferramenta de grande importância para a determinação das propriedades de resistência à fadiga de impacto de válvulas de compressores de refrigeração, realizando ensaios totalmente automatizados. No capítulo 8, conclusões acerca do sistema desenvolvido e propostas para trabalhos futuros são apresentadas.

CAPÍTULO 8 – CONCLUSÕES E PROPOSTAS PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 – CONCLUSÕES ACERCA DOS RESULTADOS OBTIDOS

A possibilidade de se determinar a resistência à fadiga de impacto de válvulas de compressores de refrigeração é um recurso muito importante para projetos de válvulas, devido a sua inquestionável influência na confiabilidade do compressor no qual as válvulas são utilizadas.

Antes do desenvolvimento do presente trabalho, os métodos de verificação da conformidade das válvulas de sucção nas propriedades de fadiga de impacto eram considerados pouco representativos e de baixa confiabilidade metrológica, apesar da falha devido à fadiga de impacto se mostrar extremamente crítica. Os métodos de instrumentação de compressores para a verificação das velocidades de impacto atingidas não permitia extrair resultados conclusivos, além de apresentarem baixa confiabilidade metrológica nas medições.

A presente dissertação procurou suprir a carência do setor por um sistema para a determinação da resistência à fadiga de impacto de válvulas de sucção; uma bancada experimental que realiza essa função foi desenvolvida.

As vantagens da utilização da bancada experimental desenvolvida em relação ao método de medição em compressores instrumentados, utilizado até então, são significativas. O sistema desenvolvido permite provocar a quebra das válvulas testadas sob condições controladas. Em compressores instrumentados, as velocidades de impacto verificadas são demasiadamente baixas para ocasionar a quebra da válvula. Adicionalmente, encontra-se grande dificuldade para replicar as condições de operação que causam as falhas verificadas em compressores utilizados em campo, impossibilitando a obtenção de dados sobre o limite de fadiga do material. Destaca-se que porcentual de compressores que apresenta falha em

campo é expressivo em termos gerais, porém muito pequeno considerado a probabilidade de que venha a falhar em laboratório.

A bancada experimental permite que os procedimentos de instrumentação e calibração sejam realizados com facilidade e rapidez, assim como a troca da válvula para a realização de um próximo ensaio. A frequência de excitação elevada é outro fator vantajoso na utilização da bancada experimental desenvolvida. A frequência de operação utilizada na bancada é cerca de seis vezes superior à frequência de funcionamento dos compressores, possibilitando diminuição significativa dos tempos de duração dos ensaios.

As principais atividades realizadas durante o presente trabalho são: determinação do princípio de funcionamento da bancada de ensaio; seleção e aquisição dos sistemas de medição a serem utilizados; projeto mecânico completo da bancada de ensaios; projeto mecânico de uma bancada para a calibração dos sistemas de medição de deslocamento; software de controle e aquisição de dados das bancadas desenvolvidas; análise das incertezas dos principais resultados de medição.

A facilidade de instrumentação e a relação linear entre as tensões exercidas na superfície da válvula na ocorrência do impacto e sua velocidade de impacto, apontaram a velocidade como grandeza a ser utilizada como medida da intensidade de impacto. As outras grandezas consideradas – deformação, aceleração e força – foram descartadas por apresentarem dificuldades experimentais elevadas e baixa representatividade.

Estudos relativos a trabalhos anteriores permitiram concluir que a melhor forma de se realizar o movimento da válvula seria com a utilização de pulsos alternados de ar comprimido, que são direcionados para as faces da válvula, forçando sua abertura e fechamento. Esse princípio de funcionamento permite atingir altas velocidades de impacto e ocasionar fraturas similares às encontradas nas válvulas de compressores que apresentaram falha devido à fadiga de impacto.

Decidiu-se pela utilização de sistemas de medição de deslocamento sem contato para a determinação da velocidade do movimento da válvula, a qual é obtida por meio da derivação do sinal de deslocamento. Diversos princípios de transdução de deslocamento foram estudados, incluindo: sistemas de correntes de *eddy*, sistemas capacitivos, vibrômetros laser Doppler, sistemas de fibra óptica e lasers interferométricos. Dentre os sistemas analisados, os sistemas baseados em

correntes de *eddy* e em fibra óptica se mostraram os mais adequados e foram adquiridos.

A bancada de ensaio desenvolvida se mostrou adequada para a realização de ensaios de fadiga de impacto de válvulas, mostrando boa representatividade nos resultados gerados e garantindo a manutenção das principais propriedades mecânicas da válvula testada, em relação às observadas na utilização em compressores de refrigeração.

As altas velocidades de impacto possibilitadas pela bancada experimental ocasionam cargas superiores ao limite de fadiga de impacto do material da válvula, ocasionando sua fratura e permitindo a geração de uma grande variedade de resultados.

A bancada de calibração desenvolvida, por sua vez, permite a obtenção das curvas características de resposta dos sistemas de medição de deslocamento utilizados na bancada de ensaios. A bancada desenvolvida possibilita a obtenção de equações que resultam em incertezas de medição muito reduzidas, garantindo alta confiabilidade metrológica na realização dos ensaios de fadiga.

O método de detecção do instante de impacto desenvolvido, considerado uma condição de contorno crítica do projeto, possibilita acusar o impacto exatamente no instante de sua ocorrência e se mostrou adequado para cumprir os requisitos metrológicos estabelecidos.

Outra funcionalidade considerada importante é o controle adequado da velocidade de impacto, que foi realizada satisfatoriamente pelo sistema desenvolvido. O algoritmo de controle atua de forma a resultar em um erro mínimo da velocidade de impacto média do ensaio em relação à velocidade de referência, garantindo a confiabilidade metrológica dos resultados gerados.

A contagem do número de ciclos é realizada por meio de um dispositivo composto por um sensor indutivo e um ímã permanente fixado ao eixo. O dispositivo desenvolvido resultou em uma mínima incerteza de medição, de apenas ± 5 ciclos. Esse valor é considerado insignificante em relação ao número de ciclos suportados pela válvula até ocorrer a falha devido à fadiga de impacto.

O método de detecção do instante de quebra da válvula desenvolvido utiliza uma câmera e processamento digital de imagem para acusar a ocorrência de fratura na superfície da válvula. No instante em que a falha da válvula testada é detectada, é obtido o número de ciclos suportados pela válvula até esse momento, o que será

utilizado como indicativo da resistência à fadiga de impacto da válvula. O método de detecção desenvolvido apresenta boa sensibilidade, possibilitando inclusive a gravação de imagens durante todo o ensaio da válvula. Esse recurso permite que a falha seja analisada desde sua fase inicial, na qual as trincas provenientes da fadiga de impacto podem ser visualizadas. A incerteza da detecção de impacto é considerada de mesmo valor da contagem do número de ciclos (± 5 ciclos), sendo, portanto, extremamente baixa.

As bancadas de ensaio de fadiga de impacto de válvula e de calibração dos sistemas de deslocamento cumpriram, portanto, os requisitos metrológicos e operacionais estabelecidos e permitem a realização de ensaios com excelentes características operacionais e alta confiabilidade nos resultados gerados.

8.2 – PERSPECTIVAS DE UTILIZAÇÃO EM PROJETOS DE VÁLVULAS

Por estar diretamente relacionada à confiabilidade de compressores, a constatação da adequada resistência à fadiga de impacto de válvulas é uma importantíssima atividade a ser realizada durante a pesquisa, desenvolvimento e produção de compressores de refrigeração.

Conforme discutido no item 7.6, a bancada de ensaios desenvolvida permite a obtenção, por meio do tratamento estatístico dos dados, de: curvas S-N; curvas de probabilidade de sobrevivência; limite de fadiga das válvulas testadas. Esses resultados possibilitam a determinação de valores de referência de velocidade de impacto, que podem ser utilizados para a realização de testes de conformidade. Comparando-se os valores de referência obtidos por meio da bancada de ensaios com os adquiridos nos compressores instrumentados é possível verificar se as velocidades de impacto medidas nos compressores são superiores a um limite estabelecido, o que indicaria a possibilidade de quebra quando em aplicação.

Outra atividade de grande importância permitida pela bancada experimental desenvolvida é a comparação entre diferentes modelos de válvulas. É muito comum

a realização de projetos que buscam a melhoria na eficiência dos compressores e, devido a sua grande influência nessa característica, as válvulas são frequentemente alteradas para cumprir esse objetivo. A constatação de que as alterações realizadas não prejudicam a resistência à fadiga por impacto da válvula é de fundamental importância para o não comprometimento da confiabilidade do compressor.

Devido a sua alta confiabilidade metrológica, facilidade de instrumentação e alta frequência de operação, o sistema desenvolvido permite a realização do procedimento conhecido por planejamento de experimentos (*Design of Experiments* - DoE). Por meio da realização de diversos ensaios, esse procedimento possibilita a avaliação da influência de diversos parâmetros de projeto de válvulas, tais como: espessura; dimensões e dureza do assento; propriedades diversas do material; frequência natural; entre outros. O planejamento de experimentos gera resultados muito úteis para serem empregados na otimização da resistência à fadiga por impacto das válvulas projetadas.

A comparação entre a instrumentação utilizada em compressores e os sistemas de medição utilizados na bancada de ensaios representa outra importante utilidade do trabalho desenvolvido. A bancada experimental pode ser facilmente utilizada para a determinação das incertezas dos sistemas de medição utilizados em compressores instrumentados. Essa comparação permite verificar, por exemplo, as limitações no que concerne à resposta dinâmica e ao atraso na detecção do instante de impacto dos sistemas empregados, apontados como principais fontes de incerteza.

O sistema desenvolvido possibilita, por meio da realização de ensaios totalmente automatizados, a validação de todos os novos projetos de válvulas e na verificação dos modelos já utilizados. O presente trabalho representa uma inovação tecnológica e uma importantíssima ferramenta de projeto para a garantia da confiabilidade dos compressores desenvolvidos.

A bancada de ensaio de fadiga por impacto de válvulas será utilizada imediatamente após a conclusão da presente dissertação. O primeiro trabalho realizado será a comparação entre os resultados obtidos pelos sistemas de medição utilizados na bancada e os de compressores instrumentados. Devido à sua baixa incerteza de medição, os sistemas de medição empregados na bancada experimental serão empregados como referência metrológica nesse procedimento.

Em seguida, pretende-se iniciar os procedimentos de ensaios para a geração de um banco de dados com os valores de resistência à fadiga de impacto de diferentes modelos de válvulas de sucção de compressores de refrigeração.

8.3 – OPORTUNIDADES FUTURAS

As próximas atividades sugeridas para aprimoramento da bancada de ensaio de fadiga por impacto de válvulas são a realização de um número maior de ensaios completos e o tratamento estatístico dos dados obtidos. Para a realização de ensaios completos, deve-se instalar a bancada experimental junto a um sistema de ar comprimido de adequada vazão, para não haver a necessidade de interrupção dos ensaios quando observada a diminuição da pressão de saída da válvula proporcional.

Trabalhos anteriores que abordam fadiga de impacto de válvulas discutem os métodos e procedimentos estatísticos utilizados para o melhor aproveitamento dos dados gerados pelas bancadas experimentais. O tratamento estatístico apropriado dos dados permite o levantamento de curvas S-N e de curvas de sobrevivência com alto grau de confiabilidade, além da determinação do limite de fadiga segundo métodos já validados em ensaios de fadiga, como o método “escada”^[61].

A fractografia representa uma atividade de grande utilidade na análise das propriedades de fadiga de impacto das válvulas testadas. Com o uso da microscopia eletrônica ou óptica, a análise fractográfica permite entender com maior clareza as formas de geração e propagação de trincas, auxiliando na prevenção de falhas provenientes das tensões de impacto. A análise fractográfica é amplamente discutida em artigos relativos à fadiga de impacto de válvulas e pode ser considerada uma importante atividade complementar ao presente trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] Curso de aplicação de compressores. Material de treinamento da EMBRACO. Joinville, 1987.
- [2] STOECKER, W.F.; SAIZ JABARDO J.M. **Refrigeração Industrial**. 2.ed. Edgard Blücher Ltda, São Paulo, 2002. 371p.
- [3] BENEDET, M. E. **Medição de Perdas Mecânicas em Compressores Herméticos para Refrigeração Utilizando Carga Nominal**. 2006. Monografia (Graduação em Engenharia de Controle e Automação Industrial) – Programa de Engenharia de Controle e Automação Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- [4] Compressores Herméticos. Material de treinamento da EMBRACO. Joinville, 1988.
- [5] HENKLEIN, P. **Análise de Ensaios de Compressores Herméticos Durante o Transitório**. 2006. Dissertação (Mestrado em Metrologia Científica e Industrial) - Programa de Pós-Graduação em Metrologia Científica e Industrial, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.
- [6] STOECKER, W. F.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. 2.ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher LTDA, 2002.
- [7] Compressores Herméticos – aspectos gerais. Material de treinamento da EMBRACO. Joinville, 1990.
- [8] Wikipedia. **Refrigeração**. Disponível no portal eletrônico <<http://pt.wikipedia.org/wiki/Refrigera%C3%A7%C3%A3o>> Acesso em Fevereiro de 2009
- [9] COHEN, R. "**Valve Stress Analysis - For Fatigue Problems**". In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 129-135. 1972.
- [10] BULIGAN, G., PAONE, N., REVEL, G. M., TOMASINI, E. P. **Valve Lift Measurement by Optical Techniques in Compressors**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. 2002.
- [11] JOHANSSON, R., PERSSON, G. **Influence of Testing and Material Factors on the Fatigue Strength of Valve Steel**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 74-81. 1976.
- [12] MCLAREN, R. J. L, PAPASTERGIU, S., BROWN, J., MACLAREN, J. F. T. **Analysis of Bending Stresses in Cantilever Type Suction Valve Reeds**". In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 89-97. 1982.
- [13] DOSSAT, R. J. **Princípios de refrigeração**. 1ª ed. Hemus. 1963. 967 p.

- [14] KUMAR, K., LU, J., LEYDERMAN, A., MARLER, M., NIETER, J., PERACCHIO, A. **Reduced Noise Valve Design for a Rotary Compressor**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 19-23. 1994.
- [15] DUSIL, R. **On Blanking, Tumbling and Shot-Peening of Compressor Valves**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 129-134. 1978.
- [16] MACHU, E. H. **Valve Throttling, its Influence on Compressor Efficiency and Gas Temperatures**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 167-174. 1992.
- [17] BURGSTALLER, A., NAGY, D., ALMBAUER, R. LANG, W. **Influence of the Main Parameters of the Suction Valve on the Overall Performance of a Small Hermetic Reciprocating Compressor**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 1-8. 2008.
- [18] DUSIL, R., JOHANSSON, B. **Influence of Seat Positioning and Seat Design on Valve Fatigue Performance**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 368-373. 1980.
- [19] KWON, Y. K., LEE, G. H., LEE, T. J. **The Design of Compressor Valve to Consider the Flexibility and Reliability**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 1-5. 2004.
- [20] CHAI, G., ZETTERHOLM, G., WALDÉN, B. **Flapper Valve Steels With High Performance** In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 1-8. 2004.
- [21] DUSIL, R. **Studies of Faults in Used Valves, Case Studies**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 99-105. 1976.
- [22] AURÉN, B., CHAI, G. **Effect of Material Properties and Surface Treatment on the Performance of Stainless Flapper Valve Steel for Compressors**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. 2002.
- [23] REDDY, H. K., HAMILTON, J. F. **Accurate Experimental Determination of Frequencies, Mode Shapes and Dynamic Strains in Plate Valves of Reciprocating Compressors**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 290-294. 1976.
- [24] SMITH, I. O. **The Metallography of Impact Fatigue**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 111-115. 1978.
- [25] FUTAKAWA, A., NAMURA, K. **A Fundamental Study on Valve Impact Stress in Refrigeration Compressor**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 277-285. 1980.

- [26] PAPASTERGIOU, S., BROWN, J., MACLAREN, J. F. T. **Impact Velocities of Valve Reeds**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 249-254. 1982.
- [27] BAE, J. Y., SUK, J. W., MA, Y. C., IM, K. S. **A Study on the Fatigue Failure of Valve System in Rotary Compressor**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 409-414. 1994.
- [28] NYSTROM, M., LIU, P., LARSSON, T., OLSSON, S., SVENSK, G. **Impact Fatigue of Compressor Valve Steel**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 511-516. 1996.
- [29] DUSIL, R., APPELL, B. **"Fatigue and Fracture Mechanics Properties of Valve Steels"**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 82-89. 1976.
- [30] DUSIL, R., JOHANSSON, B. **Fatigue Fracture Behaviour of Impact Loaded Compressor Valves**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 124-128. 1978.
- [31] SVENZON, M. **Impact Fatigue of Valve Steel**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 65-73. 1976.
- [32] KUMASAWA, M., FUTAKAWA, A. **Evaluation of Compressor Valve Stresses by Means of Copper Electrodeposit Technique**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 479-485. 1984.
- [33] DUSIL, R., JOHANSSON, B. **Material Aspects of Impact Fatigue of Valve Steels**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 116-123. 1978.
- [34] WALTZ, J., SOEDEL, W. **On the Development of a Reed Valve Impact Fatigue Tester**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 396-400. 1980.
- [35] PANDEYA, P., SOEDEL, W. **Analysis of the Influence of Seat-Plating or Cushioning on Valve Impact Stresses in High Speed Compressors**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 169-176. 1978.
- [36] SOEDEL, W. **On Dynamic Stresses in Compressor Valve Reeds or Plates During Colinear Impact on Valve Seats**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 319-328. 1974.
- [37] PACZUSKI, A. W. **Defining Impact**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 1-8. 2004.
- [38] SPRANG, J., NILSSON, J., PERSSON, G. **A Method of Measuring the Impact Velocity of Flapper Valves**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 381-385. 1980.

[39] TAJIMA, T., SAKITANI, K., FUJIMOTO, S., HARA, H. **A Study on Impact Fatigue of Compressor Valve**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 277-283. 1988.

[40] LIBRALATO, M., CONTARINI, A. **Impact Fatigue on Suction Valve Reed: New Experimental Approach**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 1-7. 2004.

[41] JANKOV, D., SOEDEL, W. **Pressure Signatures of Damaged Valves**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 546-553. 1988.

[42] OLSSON, S. **"Improved Characteristics of Stainless Compressor Valve Steel"**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 909-918. 1992.

[43] DUSIL, R. **Mechanical Properties of Valve Steels for Hermetic Compressors**. In: INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE AT PURDUE. p. 113-120. 1990.

[44] Wikipedia. **Ensaio de Tração**. Disponível no portal eletrônico <http://pt.wikipedia.org/wiki/Ensaio_de_tra%C3%A7%C3%A3o> Acesso em Abril de 2009

[45] LAUB, J. S. **Some Considerations on the Structural Reliability of Compressor Valves**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 297-302. 1974.

[46] Sandvik Materials Technology. **Strip Steel Products**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.smt.sandvik.com/strip>> Acesso em Outubro de 2008

[47] FUTAKAWA, A., NAMURA, K. **Impact Fatigue Behaviour of Flapper Valve Steel**. In: PURDUE COMPRESSOR TECHNOLOGY CONFERENCE. p. 119-126. 1982.

[48] Micro-Epsilon. **Eddy Current Sensors for Displacement and Position**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.micro-epsilon.com/products/displacement-position-sensors/eddy-current-sensor/>> Acesso em Julho de 2008

[49] Micro-Epsilon. **Datasheet eddyNCDT 3300**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.micro-epsilon.com/download/products/dat--eddyNCDT-3300--en.pdf>> Acesso em Julho de 2008

[50] Micro-Epsilon. **Datasheet capaNCDT 6350**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.micro-epsilon.com/download/products/dat--capaNCDT-6350--en.pdf>> Acesso em Agosto de 2008

- [51] Philtec. **Catálogo Philtec Fiberoptic Displacement Sensors**. 2002. Disponível no portal eletrônico <<http://www.philtec.com/cat2k2nooptions.pdf>> Acesso em Junho de 2008
- [52] Micro-Epsilon. **Publicação Keep in touch with non-contact sensing**. 2009. Disponível no portal eletrônico <http://www.micro-epsilon.com/presse/Fachartikel/pub-uk--2009-02--Keep_in_touch_with_non-contact_sensing.pdf> Acesso em Fevereiro de 2009
- [53] Micro-Epsilon. **Instruction Manual optoNCDT 1607/1627**. Disponível no portal eletrônico < <http://www.micro-epsilon.com/download/manuals/man--optoNCDT-1607-en.pdf> > Acesso em Junho de 2008
- [54] ROHLER, Edison; SPECK, Henderson Jose. **Tutoriais de modelagem 3D utilizando o SolidWorks**. Florianópolis: Visual Books, 2006. 116 p.
- [55] PET-Metrologia e Automação. **Projeto mecânico da peça acoplada em eixo para regulagem do sincronismo de discos**. Relatório Macro Etapa 3/4. 08/09/2008
- [56] EMBRACO. **Dispositivos de Sincronismo**. Padrão Operacional PO GTTP 00054. 2002. Revisão 01.
- [57] National Instruments. **Datasheet NI 6123, NI6122, NI6133, NI6132**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.ni.com/pdf/products/us/043918301101dlr.pdf>> Acesso em Setembro de 2008
- [58] National Instruments. **Labview PID and Fuzzy Logic Toolkit User Manual**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.ni.com/pdf/manuals/372192d.pdf>>. Acesso em Março de 2009
- [59] National Instruments. **NI Vision Concepts Manual**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.ni.com/pdf/manuals/372916e.pdf>>. Acesso em Junho de 2009
- [60] Hanh, B. Valentine, D. T. **Essential Matlab For Engineers and Scientists**. 3^a ed. Butterworth-Heinemann. 449 p.
- [61] Institute of Paper Chemistry. **An Investigation of Single-Impact Test Procedures – Part 1 – Staircase Method**. 1962.
- [62] BUDYNAS, N. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8a ed. McGraw-Hill Primis. 1059 p.
- [63] CALLISTER, W. D. **MATERIALS SCIENCE AND ENGINEERING – An Introduction**, 7^a ed. John Wiley & Sons, Inc. 975 p.
- [64] PADILHA, A. F. **MATERIAIS DE ENGENHARIA - Microestrutura e Propriedades**. 1^a ed. Hemus. 343 p.
- [65] SOUZA, S. A. **ENSAIOS MECÂNICOS DE MATERIAIS METÁLICOS – Fundamentos Teóricos e Práticos**. 5^a ed. Edgard Blücher Ltda, São Paulo. 1982

- [66] NTD Resource Center. **Introduction to Eddy Current Testing**. Disponível no portal eletrônico <http://www.ndt-ed.org/EducationResources/CommunityCollege/EddyCurrents/cc_ec_index.htm>. Acesso em Abril de 2007
- [67] DALLY, J. W. RILEY, W. F. McCONNEL, K. G. **Instrumentation for Engineering Measurements**. 2ª ed. p. 133 – 139
- [68] TWI. **Eddy Current Testing**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.twi.co.uk/content/ksndt004.html>>. Acesso em Junho de 2007
- [69] BUCKLEY, J. M. **An introduction to Eddy Current Testing: theory and technology**. 1ª ed. John Wiley & Sons.
- [70] [ref_8_pedro] PRZYGODZKI, J. **Properties of Contactless Inductance Transducers for Measuring Small Concentrations of Conductive Solutions**. In: IMEKO XI SENSORS – CONGRESS OF THE INTERNATIONAL MEASUREMENTATION CONFEDERATION. 1988
- [71] PENTEADO, P. M. **Correntes de Eddy – Transdutores, Condicionamento de Sinais e Aplicações**. EMC 6401-043 – TEMI: Instrumentação para Medidas Elétricas. 7 p.
- [72] Olympus. **Eddy Current Probe Tutorial**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.olympus-ims.com/en/applications-and-solutions/introductory-ultrasonics/eddy-current-tutorial/>>. Acesso em Julho de 2007
- [73] DOEBELIN, E. O. **Measurement Systems – Application and Designs**. 3ª ed. p. 256 – 267
- [74] KOHN, D. KILLAR, W. TRANKLER, H. R. **Smart Sensor for the Measurement of Displacement** . In: IMEKO XI SENSORS – CONGRESS OF THE INTERNATIONAL MEASUREMENTATION CONFEDERATION. 1988
- [75] CEFET – SC. **Apostila de Transdutores de Deslocamento, Velocidade e Força**. 42 p.
- [76] Lion Precision. **Capacitive/Eddy-Current Sensors Comparison**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.lionprecision.com/cap-eddy-comp.html>>. Acesso em Abril de 2007
- [77] BOYES, W. **Instrumentation Reference Book**. 1ª ed. Butterworth-Heinemann, 2003
- [78] MTI Instruments. **Fiber Optic Measurement Systems**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.mtiinstruments.com/products/fiberopticmeasurement.aspx>>. Acesso em Abril de 2008

- [79] Fotonic. **Displacement Sensors**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.geocities.com/styrene007/sensors/SEMINAR.html#Fotonic>>. Acesso em Setembro de 2008
- [80] UTOU, F. E., GRYZAGORIDIS, J. SUN, B. **Parameters affecting the performance of fiber optic displacement sensors**. Smart Materials and Structures 15. 2006
- [81] Vibrochips Acabamento Vibratório Ltda. **Tecnologia em Acabamento de Superfície**. Disponível no portal eletrônico <<http://www.vibrochips.com.br/v3/upload/docs/apresentacao.pdf> >. Acesso em Julho de 2009

APÊNDICE I

Revisão de conceitos em fratura e fadiga de materiais

O presente apêndice apresenta conceitos básicos relativos à fratura e fadiga de materiais.

Muitos materiais, quando em serviço, estão sujeitos a forças e carregamentos. Isto torna necessário o conhecimento das características do material para se projetar a peça para que a deformação existente não seja excessiva e a fratura seja evitada. A relação entre a deformação sofrida pelo material para uma determinada força ou carregamento aplicado é função do seu comportamento mecânico^[62]. Resistência, dureza, ductibilidade e rigidez são algumas das propriedades mecânicas dos materiais^{[63][64]}.

As propriedades mecânicas dos materiais são determinadas com a realização de experimentos laboratoriais cuidadosamente projetados que replicam o mais próximo possível as condições de serviço^{[64][65]}. Os fatores a serem considerados incluem a natureza da carga aplicada e sua duração, assim como as condições ambientais. A carga aplicada pode ser tratativa, compressiva ou de cisalhamento, e sua magnitude pode ser constante ou flutuar continuamente^{[62][63][64]}.

Comportamento Tensão-Deformação

O grau em que uma estrutura se deforma depende da magnitude da tensão imposta. Para a maioria dos metais que são tensionados trativamente em níveis relativamente baixos, tensão e deformação são proporcionais entre si conforme a equação 1.1^{[62][63]}:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (1.1)$$

Onde:

- σ é a tensão;
- E é o módulo de elasticidade;
- ϵ é a deformação.

Essa equação é conhecida como a Lei de Hooke, e a constante de proporcionalidade E é o módulo de elasticidade, ou módulo de Young, sendo expresso por GPa^[63].

Na fase elástica do material, um diagrama da tensão (ordenada) e deformação (abscissa) resulta em uma relação linear, conforme mostrado na figura I.1. A inclinação dessa relação em sua faixa linear corresponde ao módulo de elasticidade (E). Na escala atômica, a deformação elástica provoca pequenas mudanças no espaçamento interatômico e o alongamento das ligações interatômicas. Como consequência, a magnitude do módulo de elasticidade é a medida da resistência à separação de átomos/íons/moléculas adjacentes, isto é, as forças de ligação interatômicas. A deformação elástica tem natureza não-permanente, o que significa que quando a carga aplicada é retirada, a peça retorna à sua forma inicial^[63].

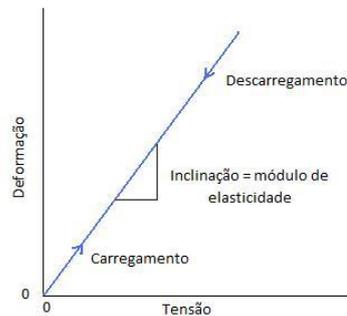


Figura I.1: Comportamento tensão-deformação na deformação elástica

Quando o comportamento tensão-deformação de um material não respeita a linearidade existente nas deformações elásticas é observada a deformação plástica, que é uma deformação não recuperável e permanente. Diferente da deformação elástica, quando ocorre a deformação plástica a peça não retorna a sua forma inicial após o descarregamento do material. Em uma escala atômica, a deformação plástica causa a quebra das ligações entre os átomos vizinhos originais, seguido pela formação de novas ligações com diferentes átomos. Com a remoção da tensão,

os átomos não retornam às posições originais. Quando a deformação plástica excede o limite do material, ocorre a ruptura. A figura I.2 mostra o comportamento tensão-deformação para as regiões de deformações elástica, plástica e de ruptura para um determinado material.

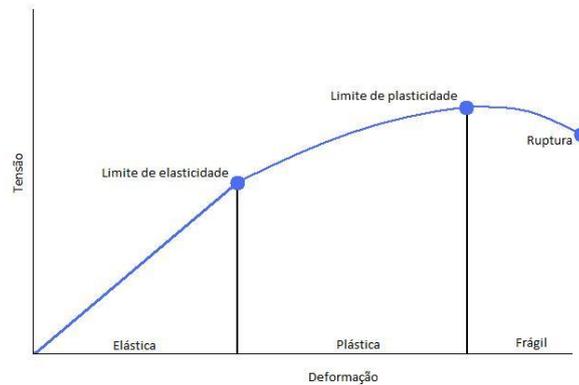


Figura I.2: Deformações elástica, plástica e de ruptura

Após o material se deformar além de sua região elástica, a tensão necessária para continuar a deformação plástica nos metais aumenta para um ponto máximo, o ponto M da figura I.3, e depois diminui para a eventual fratura, o ponto F. Esse diagrama é chamado “diagrama de engenharia”, e as tensões calculadas são baseadas na área original da peça, verificada antes da aplicação da carga^{[62][65]}. A resistência à tração RT é a tensão máxima existente na curva tensão-deformação do material^[63].

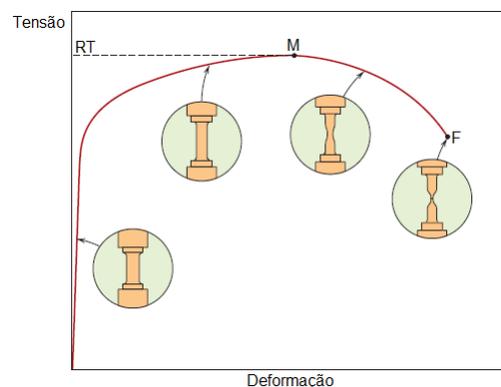


Figura I.3: Comportamento tensão-deformação típico para um corpo de prova. Fonte: [63]

Ductibilidade

A ductibilidade é outra importante característica a ser considerada de um material, e representa a medida do grau de deformação plástica que foi tolerada até a fratura. Um material que suporta pouca ou nenhuma deformação plástica até sua fratura é chamado frágil^[63]. Um material considerado dúctil suporta grande deformação plástica antes de fraturar. A figura I.4 mostra a comparação da curva tensão-deformação de um material de fratura frágil e um de fratura dúctil. A ductibilidade de um material é importante por indicar para um projetista até que grau de tensão uma estrutura irá deformar plasticamente antes de se romper e por especificar o grau de deformação permissível durante as operações de fabricação.

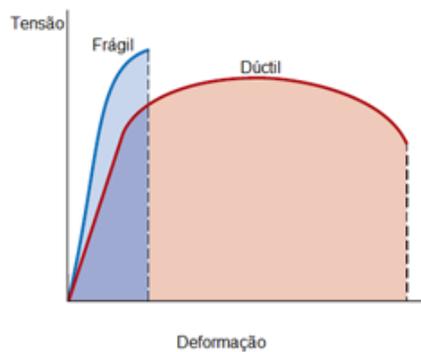


Figura I.4: Comparação entre fratura frágil e fratura dúctil. Fonte: [63]

Fratura

A falha em materiais é quase sempre um evento indesejável e esforços são realizados em fase de projeto e utilização de um material para evitá-la. Mesmo que as causas da falha e o comportamento dos materiais sejam conhecidos, a prevenção de falhas é difícil de ser garantida. A seleção e processamento impróprio de material e o projeto inadequado do componente e sua má utilização são seus causadores mais freqüentes. Na fase de projeto é necessário antecipar e planejar

possíveis falhas e, no caso do evento onde uma falha ocorre, deve-se determinar sua causa e tomar medidas preventivas apropriadas contra futuros incidentes.

Uma fratura simples é a separação de um corpo em dois ou mais pedaços em resposta a uma tensão imposta e em temperaturas que são baixas em relação à temperatura de fusão do material^[63].

Qualquer processo de fratura envolve dois passos: a formação e a propagação de trinca, que ocorrem quando a tensão imposta supera os limites de resistência do material. Em uma fratura frágil, as trincas podem se espalhar rapidamente, com uma baixíssima ocorrência de deformação plástica^[65]. Essas trincas são referidas como instáveis. Em uma fratura dúctil, a ocorrência é menos súbita e a presença da deformação plástica avisa que a fratura é iminente, permitindo em alguns casos a tomada de medidas preventivas^[63].

A área de mecânica da fratura permite a quantificação das relações entre as propriedades dos materiais, níveis de tensão, e a presença de falhas produtoras de trincas e mecanismos de propagação de trincas. Os avanços verificados nessa área permitem aos engenheiros projetistas utilizar diversas ferramentas que possibilitam antecipar, e assim prevenir falhas estruturais.

Para se determinar as características de fratura dos materiais, estabeleceram-se diferentes técnicas de testes de impacto. Esses procedimentos experimentais foram desenvolvidos porque percebeu-se que os resultados dos testes de tração de laboratório não podiam ser extrapolados para prever o comportamento de fratura. Em determinadas aplicações, metais normalmente dúcteis fraturam abruptamente e com baixíssima deformação plástica^[63]. Como exemplo de testes padronizados de fratura devido ao impacto, pode-se citar o teste Charpy e o Izod, utilizados para se medir a energia de impacto de diferentes materiais^{[62][65]}.

Fadiga

Fadiga é uma forma de falha que ocorre em estruturas sujeitas a tensões dinâmicas e flutuantes. Tensões com essas características tornam possível a ocorrência de falha em níveis de tensão consideravelmente inferiores à resistência à

tração e limite de deformação elástica para uma carga estática do material em questão^{[62][64][65]}. O estudo da fadiga é importante por se tratar da maior causa de falha em metais, estimada a abranger aproximadamente 90% dos casos de falhas. Em algumas situações, a fadiga pode ter resultados catastróficos, ocorrendo de maneira abrupta e sem aviso prévio^[63].

A falha devido à fadiga é de natureza frágil mesmo em metais normalmente dúcteis, e a deformação plástica verificada no material após a falha é baixíssima ou inexistente^[62]. O processo ocorre pela iniciação e propagação de trincas, e comumente a superfície de fratura é perpendicular à tensão trativa aplicada^[63].

As tensões cíclicas aplicadas em um ensaio de fadiga podem ser de natureza axial (tensão-compressão), de flexão (dobramento) ou torcionais.

O processo de falha devido à fadiga é caracterizado por três passos distintos:

- iniciação da trinca, onde uma pequena trinca é formada em um ponto de alta concentração de tensão;
- propagação da trinca, durante o qual a trinca avança progressivamente em cada ciclo de tensão;
- falha final, que ocorre muito rapidamente logo que a trinca atinja um tamanho crítico^[63].

Trincas originadas de falhas devido à fadiga quase sempre se iniciam na superfície em um ponto de concentração de tensão, que podem ser arranhões, entalhes, filamentos e outras descontinuidades superficiais^[64].

A curva S-N

Freqüentemente os resultados de ensaios de fadiga são apresentados em uma curva tensão-número de ciclos, ou curva S-N (do inglês *stress-number of cycles*). Supondo que em determinado ensaio realizado com uma tensão T1 o corpo de prova suporte um número de N1 ciclos, e para uma tensão T2 a fratura ocorra após N2 ciclos, e assim por diante, pode-se traçar o diagrama S-N, com a tensão nos eixos da ordenadas e o número de ciclos no eixo das abscissas^[62]. A figura I.5 mostra um exemplo de curva S-N.

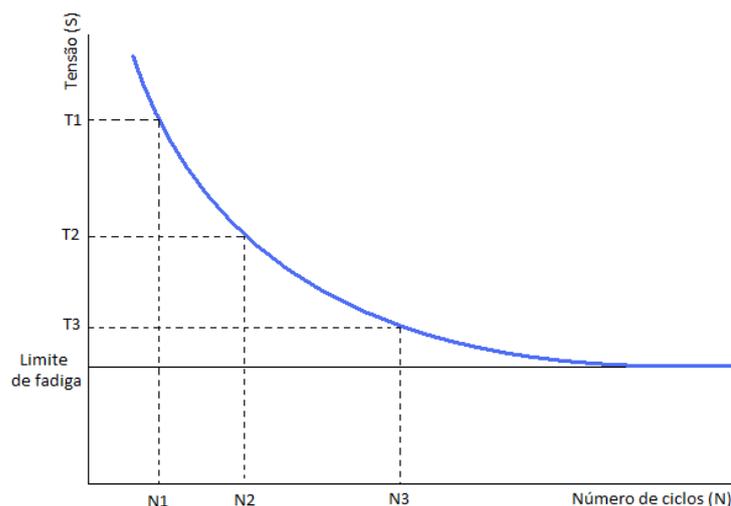


Figura I.5: Exemplo de curva S-N

Geralmente os ensaios de fadiga apresentam uma grande dispersão nos dados obtidos, ou seja, uma variação do número de ciclos suportados pelos corpos de prova submetidos a um mesmo nível de tensão. Essa dispersão se deve ao fato da sensibilidade dos materiais a parâmetros de fabricação e do próprio ensaio, que são impossíveis de controlar precisamente, como a fabricação do corpo de prova e sua preparação superficial, variáveis metalúrgicas, alinhamento no dispositivo de ensaio, valor médio de tensão aplicado e frequência de teste^{[63][65]}. Normalmente as curvas S-N mostram um valor médio obtido para um nível de tensão específico. Os diagramas S-N podem também mostrar as curvas para determinadas probabilidades de falha, sendo as probabilidades de (10, 50 e 90) % valores usuais.

Para aumentar a representatividade dos resultados obtidos nos ensaios de fadiga, os testes devem ser realizados em condições mais próximas possíveis às esperadas na utilização do material em serviço. As curvas S-N têm grande importância para análise comparativa entre diferentes materiais. O projeto de um componente pode ser auxiliado por ensaios de fadiga, cujos resultados podem demonstrar claramente o comportamento dos materiais testados para diferentes níveis de tensão e, possivelmente, indicar com clareza o material menos sujeito a falha devido à fadiga.

APÊNDICE II

Princípio de funcionamento dos sistemas de medição de deslocamento escolhidos

O princípio de funcionamento dos sistemas correntes de *eddy* e fibra óptica, escolhidos para realizar a medição do deslocamento da válvula nos ensaios, são discutidos a seguir.

Sistema de correntes de *eddy*

Os princípios básicos do funcionamento de transdutores que atuam gerando correntes de *eddy*^[66] podem ser visualizados na figura II.1, de acordo com os quadros numerados:

1. Uma bobina é utilizada para gerar as correntes de *eddy*.
2. A bobina é alimentada com uma tensão alternada de alta frequência, tipicamente na ordem de 1 MHz^[67].
3. O fluxo de corrente alternada criado na bobina gera um campo magnético variável no interior e no exterior da bobina.
4. A presença do campo magnético na proximidade de um material condutivo cria nesse correntes de *eddy*, cujo fluxo tem intensidade variável e apresenta uma forma circular.
5. A existência das correntes de *eddy* faz com que seja formado no material um campo magnético que se opõe ao campo gerado pela bobina. A interação existente entre esses campos magnéticos pode ser detectada no sinal proveniente da bobina, que é condicionado por uma unidade de tratamento de sinais e convertido proporcionalmente para a grandeza que se deseja medir.

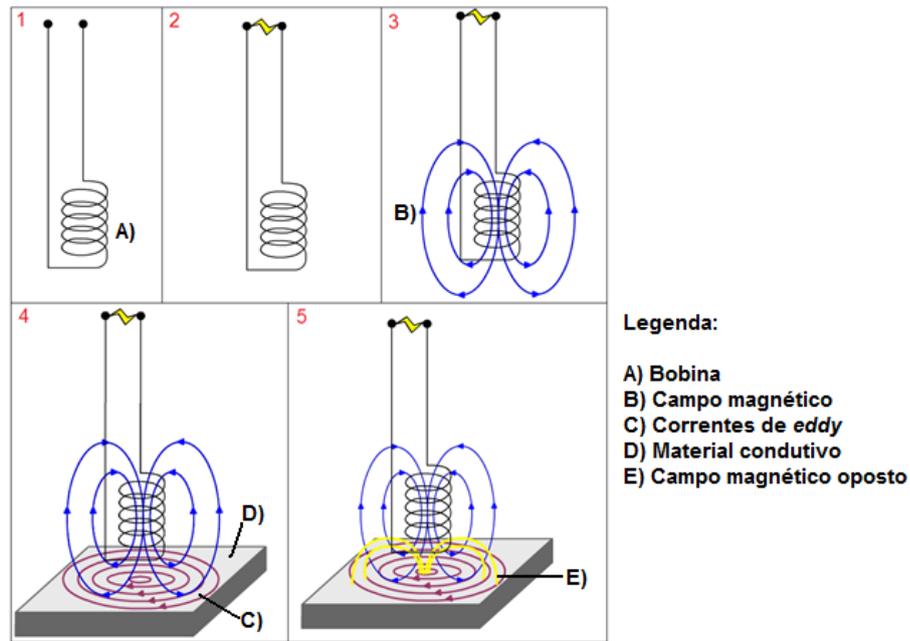


Figura II.1: Princípio de funcionamento do sistema de correntes de *eddy*. Fonte: [68]

A intensidade e o fluxo das correntes de *eddy* são influenciados por cinco fatores que serão discutidos a seguir: condutividade do material; permeabilidade; frequência de excitação da bobina; geometria da peça; proximidade do objeto a ser medido^[69]. Dependendo da grandeza que se deseja observar, um dos fatores que alteram as correntes de *eddy* sofre variação enquanto os demais permanecem constantes. Para a medição da condutividade ou da permeabilidade do material, por exemplo, a distância entre o objeto medido e o sensor e a frequência de excitação devem permanecer constantes para que não influenciem no resultado.

A condutividade do material é uma propriedade que tem grande influência sobre o fluxo das correntes de *eddy*^[70]. Quanto maior a condutividade do material, maior será a intensidade do fluxo de correntes de *eddy* em sua superfície. A sensibilidade de sistemas de correntes de *eddy* é fortemente alterada pela condutividade do material^[69], sendo geralmente maior em metais não-magnéticos, mostrados pelos pontos vermelhos no gráfico da figura II.2. Os metais magnéticos são mostrados pelos pontos azuis. O gráfico compara o sinal de saída para diferentes materiais, sob as mesmas condições de teste, em relação ao alumínio (com valor 1), cuja sensibilidade é de 4 V/mm nesse experimento^[67].

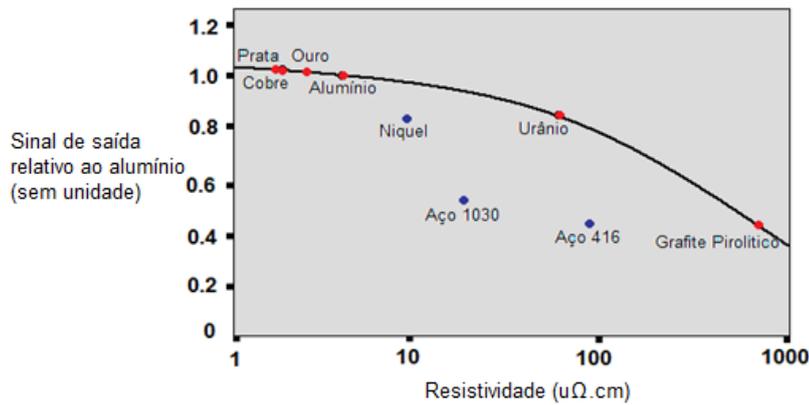


Figura II.2: Variação da sensibilidade de um sistema de correntes de eddy em função da condutividade do material^[71]

A permeabilidade do material representa a facilidade com que o material pode ser magnetizado, tendo valor 1 para metais não-magnéticos, como o alumínio, e valor superior a 1 para materiais magnéticos^[70]. Conforme verificado para a condutividade do material, a permeabilidade também resultará em uma alteração na sensibilidade do sistema de correntes de eddy, de acordo com a característica do material medido.

A frequência de excitação é a frequência da tensão alternada que alimenta a bobina de medição. O gráfico da figura II.3 mostra a variação do sinal de resposta em função do deslocamento medido para diferentes frequências de excitação. É possível verificar no gráfico que a frequência de excitação tem influência na faixa de medição, na sensibilidade e na linearidade do sinal de medição^[70]. As unidades de tratamento de sinal comerciais procuram otimizar essas características metrológicas de acordo com a aplicação a que os sistemas de correntes de eddy são destinados.

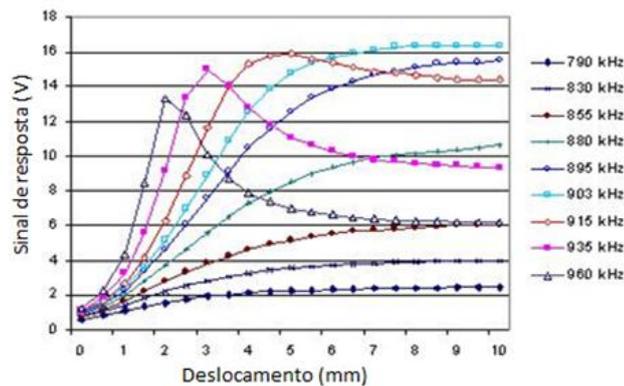


Figura II.3: Variação da sensibilidade dos sistemas de correntes de eddy em função da frequência de excitação^[70]

A geometria da peça é uma característica que altera consideravelmente o fluxo e a intensidade das correntes de *eddy* geradas no material medido^[68]. Características como planicidade, existência de deformação, falhas e problemas no tratamento térmico irão causar influência no sinal gerado pelo sistema de medição^[70]. Na figura II.4 pode-se visualizar a alteração no fluxo das correntes de *eddy* causadas por uma falha no objeto medido.

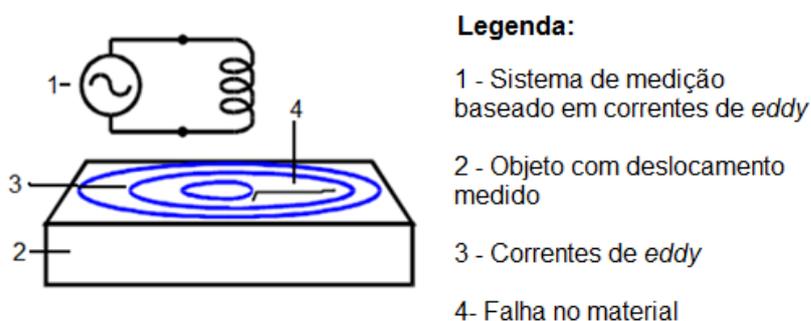


Figura II.4: Alteração no fluxo das correntes de *eddy* causada por uma descontinuidade no objeto medido^[70]

A proximidade do objeto medido em relação ao sensor *eddy* tem grande influência na intensidade das correntes de *eddy* geradas em sua superfície^[67]. De maneira geral, quanto maior a proximidade entre o objeto e o sensor, maior será o fluxo de correntes de *eddy* existente^[70]. Para a medição do deslocamento de um objeto, caso da aplicação prevista para a bancada experimental, deve-se fixar o valor ou considerar a influência dos demais fatores que alteram as correntes de *eddy* geradas (condutividade, permeabilidade, frequência de excitação e geometria do objeto). Dessa maneira, qualquer variação no sinal de medição será função da variação do deslocamento do objeto medido.

Os sistemas de correntes de *eddy* podem ter dois modos de operação: absoluto ou diferencial^[66]. A ligação de duas bobinas em modo diferencial é utilizada quando é desejada pouca influência de variações de temperatura, condutividade, permeabilidade e distância do material medido. Uma aplicação típica é a detecção de falhas no material, onde a alteração da distância do sensor em relação ao objeto medido não influencia na resposta do sistema de medição^[72].

Em sistemas de medição de deslocamento, o modo de operação absoluto é utilizado. Na maioria dos sistemas comerciais, são utilizadas duas bobinas ligadas na forma de ponte de Wheatstone, uma utilizada para a medição e outra como

referência^{[67][70][73]}. A interação entre as correntes de *eddy* geradas no objeto medido e a bobina de medição altera a impedância da bobina, fazendo com que a ponte de Wheatstone seja desbalanceada^{[67][74]}. Essa variação é detectada pela unidade de tratamento de sinais, cujo sinal de saída será proporcional ao deslocamento do objeto medido^[67]. A bobina de referência também é utilizada para a compensação de erros provenientes da deriva térmica^[67]. A figura II.5 mostra o esquema de ligação normalmente utilizado nos sistemas de medição de deslocamento de correntes de *eddy*.

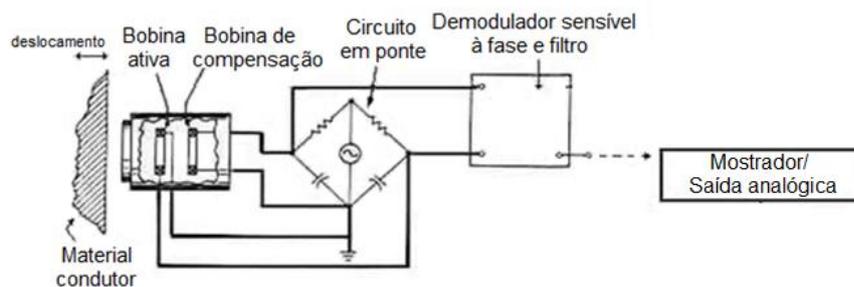


Figura II.5: Esquema de ligação normalmente utilizado em sistemas de medição de deslocamento por correntes de *eddy*^[75]

Os sistemas de medição de deslocamento baseados em correntes de *eddy* têm como vantagem: medição sem contato; alta frequência de resposta; excelente resolução; grande imunidade a óleo, sujeira, poeira, umidade e interferências ambientais; operação em grande faixa de temperatura^{[71][76]}.

Sistema de fibra óptica

O sistema de medição de deslocamento por fibra óptica utiliza uma fonte para a geração de luz, que é transmitida ao objeto a ser medido, sofre reflexão em sua superfície, e retorna ao sistema incidindo sobre um detector fotossensível^{[77][78]}. A transmissão e a recepção do feixe de luz são realizadas através de filamentos de fibra óptica flexível, e a luz que incide no detector fotossensível é convertida para um sinal elétrico proporcional à distância entre o sensor e o objeto medido^[78]. Além da medição do deslocamento, os sistemas de fibra óptica podem ser utilizados para a

medição de vibrações e para a caracterização das condições superficiais de um material. O princípio de funcionamento do sistema de medição de deslocamento por fibra óptica é mostrado na figura II.6.

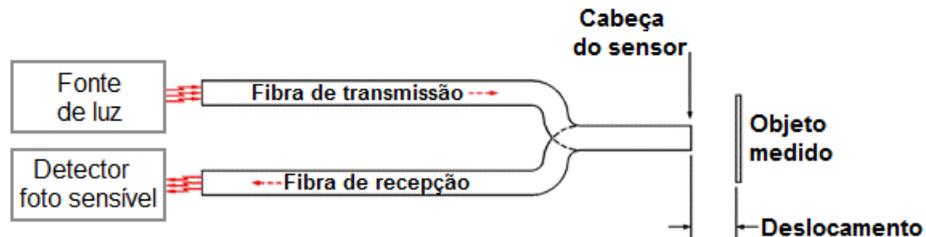


Figura II.6: Princípio de funcionamento do sistema de fibra óptica^[78]

A figura II.7 ilustra a forma como é realizada a transmissão, a reflexão e a recepção da luz do sistema de fibra óptica. Os filamentos são separados entre fibras ópticas transmissoras e receptoras^[77]. O feixe de luz da fibra óptica de transmissão sai em forma de um cone luminoso, permitindo que parte da luz que incide no objeto medido atinja a fibra óptica de recepção, sendo em seguida transmitida ao detector fotossensível^[51].

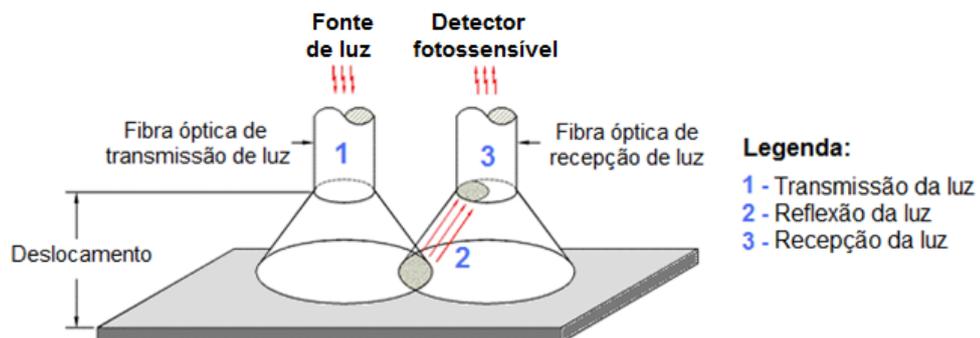


Figura II.7: Transmissão, reflexão e recepção da luz do sistema de fibra óptica^[78]

Imaginando-se os filamentos de fibra óptica mostrados na figura II.7 com distância zero em relação ao objeto medido, a luz incidente no objeto reflete e retorna apenas para a fibra de transmissão, e a intensidade luminosa recebida pelo detector fotossensível será nula^[78]. Ao se afastar as fibras ópticas do objeto, gradualmente a intensidade da luz que atinge as fibras receptoras aumenta^{[78][79]}. A intensidade tem um pico em um deslocamento determinado – chamado pico óptico – e em seguida decresce à medida que a distância entre o sensor e objeto alvo

aumenta^{[51][78]}. A resposta típica resultante de um sistema de fibra óptica é mostrada no gráfico da figura II.8, onde podem ser visualizadas duas faixas aproximadamente lineares, chamadas de “lado próximo” e “lado distante”. O pico óptico corresponde ao deslocamento para o qual o sinal de saída do sistema é máximo^{[51][78]}.

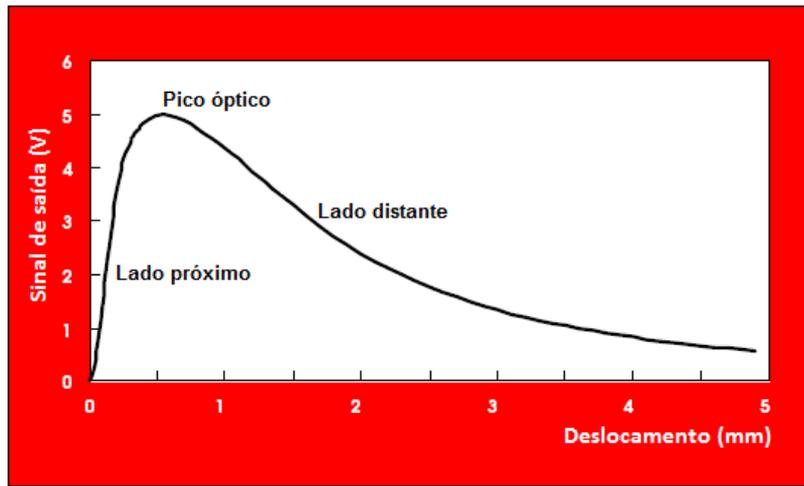


Figura II.8: Resposta típica do sistema de fibra óptica^[51]

Nos sistemas de fibra óptica, a transmissão e a recepção da luz são realizadas por filamentos adjacentes, separados entre fibras de transmissão e de recepção. Os conjuntos de fibras ópticas transmissoras e receptoras são distribuídos de acordo com a aplicação e a sensibilidade desejadas^[79]. Na figura II.9, três tipos de configurações comuns são mostrados: concêntrica, aleatória e hemisférica.

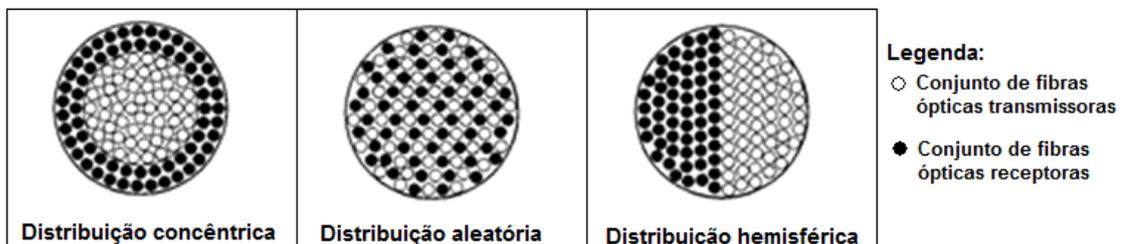


Figura II.9: Distribuições típicas dos conjuntos de fibra óptica^[78]

Através de diferentes distribuições dos conjuntos de fibra óptica e processamento do sinal através de circuitos eletrônicos especiais, os fabricantes de sistemas de medição de fibra óptica desenvolveram sistemas cuja resposta é independente da refletância do objeto alvo. Esses sistemas são indicados para aplicações nas quais a refletância do objeto é alterada durante a medição. Isso

ocorre, por exemplo, através da rotação, translação ou inclinação do objeto medido^[51], ou em situações nas quais o ângulo entre o objeto medido e o sensor sofre variações significativas, conforme discutido no trabalho desenvolvido por Utou [80]. A resposta típica dos sistemas de fibra óptica com compensação de refletância é mostrada na figura II.10.

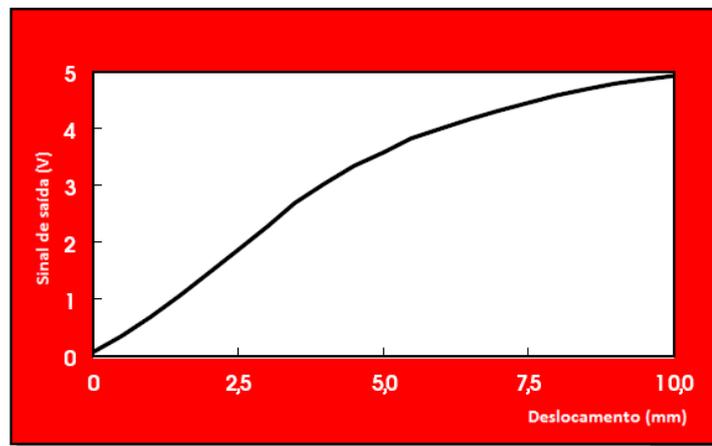


Figura II.10: Resposta típica dos sistemas de fibra óptica com compensação de refletância^[51]

Para a medição do deslocamento de válvulas de compressores, os sistemas de fibra óptica têm como vantagens: medição sem contato; opção de circuitos eletrônicos com alta frequência de resposta; imunidade a interferências eletromagnéticas no sensor; possibilidade de utilização de sensores com diâmetro extremamente reduzido; e pelo fato da inclinação da válvula não influenciar o sinal de medição até uma faixa determinada, caso seja utilizado um sistema com compensação de refletância.