

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO**

Mauro Luís de Oliveira Costa

**ESTUDO DO TORQUE DE ACIONAMENTO
E VIDA ÚTIL DE UM PROJETO DE
VÁLVULAS INDUSTRIAIS**

Porto Alegre

2009

Mauro Luís de Oliveira Costa

**ESTUDO DO TORQUE DE ACIONAMENTO
E VIDA ÚTIL DE UM PROJETO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção da Universidade Federal do Rio Grande do Sul como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção, modalidade Profissional, na área de concentração Sistemas de Qualidade.

Orientador: José Luis Duarte Ribeiro, Dr.Eng.

Porto Alegre

2009

Mauro Luís de Oliveira Costa

**ESTUDO DO TORQUE DE ACIONAMENTO
E VIDA ÚTIL DE UM PROJETO DE VÁLVULAS INDUSTRIAIS**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção na modalidade Profissional e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora designada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Produção da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Prof. José Luis Duarte Ribeiro, Dr. Eng.
Orientador PPGEP/UFRGS

Prof^a. Carla S. ten Caten, Dr. Eng.
Coordenador PPGEP/UFRGS

Banca Examinadora:

Professor Alexandre Viecelli, Dr. (CCET/UCS)

Professora Liane Werner, Dr. (PPGEP/UFRGS)

Professor Michel Jose Anzanello, *Ph.D.* (PPGEP/UFRGS)

Esta Dissertação é dedicada à minha esposa
Patrícia e aos meus filhos Mariana e Maurício por
sua compreensão, carinho e apoio incondicionais.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer ao meu orientador, Prof. José Luís Duarte Ribeiro, primeiro pelo seu rigor, mas também por seu incansável apoio, por sua paciência, dedicação, rapidez e presteza, dando o suporte e tranquilidade necessários à execução deste trabalho.

Também agradeço aos engenheiros Fernando Minúscoli, Flávio Simionato e Tiago Eberle, além dos tecnólogos Diego Rizzotto Rossetto, Fiorivaldo da Silva Júnior e Samuel Nora por sua eficaz condução dos experimentos.

SUMÁRIO

1 Introdução

1.1 Comentários iniciais

1.2 Temas e objetivos

1.3 Justificativas

1.4 Método

1.5 Limitações do trabalho

1.6 Estrutura do trabalho

2 Referencial teórico

2.1 Válvulas de esfera flutuantes

2.1.1 Conceitos e funcionamento

2.1.2 Medições de torque

2.1.3 Vida útil

2.2 Projeto de experimentos

2.3 Confiabilidade

2.3.1 Testes de confiabilidade

2.3.2 Ensaios acelerados

2.3.3 Análise de degradação

3 Estudo experimental do torque

3.1 Definição das variáveis de resposta

3.2 Definição dos parâmetros do processo e fatores controláveis

3.3 Modelo estatístico e matriz experimental

3.4 Equipamento de teste

3.5 Procedimentos de ensaio

3.6 Análise e modelagem

3.6.1 Modelagem do torque máximo de válvulas de 1/2"

3.6.2 Modelagem do torque máximo de válvulas de 1 1/2"

4 Estudo experimental da vida útil

4.1 Definição das variáveis de resposta

4.2 Definição dos parâmetros do processo e fatores controláveis

4.3 Modelo estatístico e matriz experimental

- 4.4 Equipamento de teste
- 4.5 Procedimentos de ensaio
- 4.6 Análise e modelagem
 - 4.6.1 Modelagem da vida útil
 - 4.6.1.1 Vazamentos pela sede
 - 4.6.1.2 Vazamentos pela haste
- 4.7 Comparação dos resultados obtidos com as especificações
 - 4.7.1 Válvula de ½”
 - 4.7.2 Válvula de 1 ½”
- 4.8 Melhor ajuste dos parâmetros de montagem considerando torque máximo de acionamento e ciclos até o vazamento

5 Comentários finais

5.1 Conclusões

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

LISTA DE FIGURAS

- Figura 1: Válvula de esfera flutuante e suas partes principais
- Figura 2: Desenho esquemático da válvula de esfera flutuante submetida à pressão
- Figura 3: Gráficos geométrico-analíticos da sede em relação à haste
- Figura 4: Tensão x Deformação do PTFE em diferentes temperaturas
- Figura 5: Deformação x Tempo do PTFE em diferentes tensões de compressão, a 23°C
- Figura 6: Relaxamento da tensão de tração a 100°C
- Figura 7: Recuperação de compressão a 23°C
- Figura 8: Coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento
- Figura 9: Coeficiente de atrito x carga, com $v < 2$ pés / min. com temp. ambiente
- Figura 10: Modelo geral de um processo ou sistema
- Figura 11: Resultado da estratégia de um fator por vez para o experimento do golfe
- Figura 12: Esq. Interação entre o tipo de taco e tipo de bebida; Dir. Experimento fatorial de dois fatores envolvendo o tipo de taco e tipo de bola.
- Figura 13: PCSO de um experimento de três fatores
- Figura 14: Custos de correção do projeto
- Figura 15: Número de ciclos de teste e confiabilidade associada
- Figura 16: Taxas de vazamentos permissíveis
- Figura 17: Tempo de falha em função do estresse
- Figura 18: Tempos projetados de falhas por degradação
- Figura 19: Parâmetros do processo/produto
- Figura 20: Fatores de ruído
- Figura 21: Matriz de priorização dos parâmetros do processo/produto
- Figura 22: Matriz experimental para os testes de torques
- Figura 23: Painel de direcionamento da pressão
- Figura 24: Parte móvel da câmara térmica
- Figura 25: Parte fixa da câmara, mostrando as válvulas a serem testadas e o moto redutor (em azul à esquerda) para acionamento das mesmas
- Figura 26: Eixos instrumentados (*strain gauges*) para medição dos torques
- Figura 27: *Encoder* (medição do ângulo) no 1° eixo (próximo ao moto redutor)
- Figura 28: Unidade de aquisição de dados
- Figura 29: Painel de monitoramento, acionamento e controle
- Figura 30: Efeito da temperatura sobre o torque máximo
- Figura 31: Efeito do esmagamento da sede sobre o torque máximo

Figura 32: Efeito do Torque na porca da haste sobre o torque máximo

Figura 33: Simulador para a identificação do ajuste ótimo

Figura 34: Efeito da temperatura sobre o torque máximo

Figura 35: Efeito da pressão sobre o torque máximo

Figura 36: Efeito do Torque na porca da haste sobre o torque máximo

Figura 37: Simulador para a identificação do ajuste ótimo do torque na porca da haste

Figura 38: Matriz experimental para os testes de vida

Figura 39: Sistema de detecção e medição de vazamentos com contador de bolhas, medidores de vazamentos por deslocamento de menisco e rotâmetros

Figura 40: Curvas de confiabilidade para o número de ciclos até o vazamento na sede

Figura 41: Gráfico força x deformação das sedes com repetição do carregamento

Figura 42: Flutuação da esfera devido à pressão e giro excêntrico na abertura da válvula.

O movimento foi ampliado com finalidades didáticas

Figura 43: Curvas de confiabilidade para o número de ciclos até o vazamento na haste

Figura 44: Comparativo dos limites de vazamentos estabelecidos pela norma com o T10 encontrado nos testes das válvulas de 1/2"

Figura 45: Comparativo dos limites de vazamentos estabelecidos pela norma com o T10 encontrado nos testes das válvulas de 1 1/2"

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Número de ciclos de teste

Tabela 2: Vazamentos permissíveis

Tabela 3: Parâmetros mantidos constantes (para diminuir o ruído experimental)

Tabela 4: Taxas de vazamentos admissíveis durante os testes mm^3/s

Tabela 5: Parâmetros da distribuição de Weibull para as diferentes análises de vazamento na sede

Tabela 6: Parâmetros da distribuição de Weibull para as diferentes análises de vazamentos na haste

LISTA DE SÍMBOLOS

Pag. 21 – PTFE: Politetrafluoretileno

Pag. 22 – TRM: Tensão residual mínima

Pag. 23 – F: Força devida à pressão do fluido atuante na área da vedação determinada pelo diâmetro 1; α : ângulo de contato da esfera contra a sede; L: largura da pista de vedação; FR: força resultante sobre a área da sede (Figura 2)

Pag. 24 – a: área da sede em contato com a esfera; σ : Tensão da esfera sobre a sede; F_a : força de atrito; μ : coeficiente de atrito; T_s : torque devido à sede

Pag. 25 - Θ : ângulo total de giro da esfera ($=90^\circ$); r_a : distância, no plano horizontal, do centro da haste até o ponto de aplicação de F_a (Figura 3)

Pag. 26 - θ : ângulo instantâneo que marca a posição da esfera; FR_{gs} : força resultante (radial) das gaxetas contra a haste; F_{gs} : força axial sobre as gaxetas superiores; F_{ags} : força de atrito da haste contra as gaxetas superiores; ν : coeficiente de expansão lateral; μ_{gs} : coeficiente de atrito entre a gaxeta superior e a haste; T_{gs} : torque devido às gaxetas superiores; r_h : raio da haste; T_{gir} : torque na gaxeta inferior, resultante da força radial; F_{agi} : força de atrito na gaxeta inferior; F_{gi} : força axial sobre a gaxeta inferior; μ_{gi} : coeficiente de atrito entre a gaxeta inferior e a haste; T_{gia} : torque na gaxeta inferior, resultante da força axial; r_g : raio médio da gaxeta

Pag. 27 – M_A : torque na porca da haste; P: passo da rosca; μ_k : coeficiente de atrito na área de assento da cabeça do parafuso ou porca; μ_G : coeficiente de atrito nos filetes da rosca; d_2 : diâmetro primitivo; D_{km} : diâmetro efetivo de assento da cabeça do parafuso ou porca; F_m : precarga; d_w : diâmetro maior de assento da cabeça do parafuso ou porca; d_h : diâmetro do furo de passagem do parafuso; T_g : torque devido às gaxetas

Pag. 28 – T: torque requerido para acionamento da válvula

Pag. 29 – TFE: monômero que, polimerizado, forma o PTFE; FEP: etileno propileno fluorado

Pag. 31 – TEFLON: marca registrada pela DuPont para o PTFE

Pag. 40 – MSR: Metodologia de superfície de resposta; PCSO: projeto composto de segunda ordem

Pag. 43 – ROCF: taxa de ocorrência de falhas – Rate of Occurrence of Failure; MTBF: tempo médio entre falhas – *Mean Time Between Failures*; MTBR: tempo médio entre reparos – *Mean Time Between Repair*; MTBM: tempo médio entre manutenções – *Mean Time Between Maintenance*; MTTF: tempo médio até a falha – *Mean Time To Failure*

Pag. 44 – λ : taxa de falha; K: número de falhas; T: tempo operacional total; DVT: teste de verificação do projeto - design verification test; ECO: ordem de alteração de engenharia - engineering change orders

Pag. 45 – DFM: projeto para manufatura – design for manufacturing; BOM: lista de materiais – bill of materials; DFT: projeto para testes – design for testing;

Pag 46 - R: confiabilidade

Pag. 47 – PMT: pressão máxima de trabalho

Pag. 48 – TMO: torque máximo de operação

Pag. 49 – DBB: duplo bloqueio e dreno – Double block and bleed

Pag. 50 – ESS: teste de tensão ambiental – environmental stress screening

Pag. 52 – HALT: testes de vida altamente acelerados – highly accelerated life test

Pag.57 – FA: facilidade de ajuste; RTFE: compósito produzido a partir do PTFE;

Pag 58 - MOP: matriz de otimização do processo

Pag.59 - PR_j : índice de priorização dos parâmetros do processo; FA_j : facilidade de ajuste; KI_j : Indicador que avalia a intensidade das interações entre o parâmetro de processo j e os demais; $K2_j$: Indicador que avalia a intensidade das interações entre o parâmetro de processo j e as variáveis de resposta; $K3_j$: Indicador que avalia a intensidade das interações entre o parâmetro de processo j e os fatores de ruído; FA_j : Facilidade de ajuste para o parâmetro do processo j ; PR_j : Índice de priorização do fator do processo j a ser controlado no experimento; KI_j : O grau de interação de um parâmetro com outros parâmetros do processo; I_{ij} : Índice de interação entre o parâmetro do processo i e j ; P : número de parâmetros do processo; IE_i : Índice de importância estratégica para a variável de resposta i ;

Pag. 60 – R_{ij} : Relação entre a variável de resposta i e o parâmetro do processo j ; Q : número de número de variáveis de resposta; $X1 \dots Xn$: fator do processo; $Y1 \dots Yn$: variável de resposta; $Z1 \dots Zn$: fatores de ruído; PR: prioridade

Pag. 61: RR_{ij} : Relação entre a variável de resposta i e o fator de ruído j ; IR_j : Importância relativa do fator de ruído j ; IL_{ij} : Índice de interação entre o parâmetro do processo i e o fator de ruído j ; R : número de fatores de ruído; Ra: unidade de rugosidade; RH: recursos humanos

Pag. 69 – T_{\max_ida} : Torque máximo na ida; T_{\max_volta} : Torque máximo na volta; Torque médio na ida ($T_{\text{med_ida}}$); e) Torque médio na volta ($T_{\text{med_volta}}$); f) $T_{\text{med_ida}}-T_{\text{med_volta}}$.

Pag. 70 – R^2 : coeficiente de determinação

Pag. 86 – ANOVA: análise de variância – analysis of variance; t: tempo de uso; L: parâmetro de localização; θ : parâmetro de escala; γ : parâmetro de forma

Pag. 87 - T10: tempo (número de ciclos) em que 10% da população já terá falhado; T50: tempo (número de ciclos) em que 50% da população já terá falhado

RESUMO

O objetivo principal deste trabalho é a análise e possível otimização de um projeto de válvulas de esfera. É apresentado um estudo para determinação do torque de acionamento de válvulas de esfera industriais, bem como um estudo de vida útil das válvulas. Os estudos foram realizados utilizando projeto de experimentos e permitiram a construção de modelos de previsão de torque e de previsão de vida útil. A previsão de torque é fundamental para possibilitar a otimização do projeto das válvulas, na fase de desenvolvimento do produto. O uso dos modelos permitiu a determinação do ajuste ótimo, levando em conta pressão, temperatura, esmagamento das sedes, torque de aperto na porca da haste e torque de acionamento desejado. Já os estudos de vida útil são importantes para informar à empresa o número de ciclos até o vazamento. Os resultados do estudo, realizado através de ensaios acelerados, permitiram a construção de modelos de confiabilidade associada ao número de ciclos de operação, permitindo assim a avaliação e possível melhoria do projeto das válvulas.

PALAVRAS-CHAVE: Qualidade, Projeto de Experimentos (DOE), Válvulas de Esfera, Torques de Acionamento, Confiabilidade, Vida Útil, Ensaios Acelerados.

ABSTRACT

The main objective of this dissertation is the analysis and optimization of a ball valve project. A study for determining the operational torque of industrial ball valves as well as a life study of valves are presented. The studies were performed using design of experiments and allowed the construction of torque and life prevision models. The prevision of torque is fundamental to enable project optimization on the phase of product development. Results allowed the definition of an optimal setting regarding pressure, temperature, seats tightening, stem nut tightening torque and the desired operational torque. Further, the life studies are helpful to inform the company the number of cycles until leakage. Results, obtained through accelerated tests, allowed the construction of reliability models associated to the number of operational cycles, conducting to valve design evaluation and optimization.

KEYWORDS: *Quality, Design Of Experiments, Ball Valves, Operational Torque, Reliability, Useful Life, Accelerated Tests.*

1 INTRODUÇÃO

1.1. Comentários iniciais

Nos últimos anos, a concorrência tem se acirrado devido à globalização. Para Gomez (1999) a globalização é um fenômeno multifacetado que engloba diferentes dimensões (econômica, social, política, cultural e tecnológica, entre outras), mas que é determinada principalmente pela dimensão econômica. Esta esfera, a econômica, atua como guardiã das outras esferas, as quais ela organiza, regula e imprime a sua própria lógica.

Países em desenvolvimento como os do leste asiático, principalmente China e Índia, devido à sua posição econômica, social, política, cultural, tecnológica e também por serem regidos por agressivas políticas econômicas, estão se tornando o centro das atenções da economia mundial. Observam-se inúmeros exemplos de indústrias, mesmo as de altas tecnologias como a da informática ou aeroespacial, montando bases produtivas nesses países. Segundo Wong (2007), a China tornou-se um importante participante na economia mundial e é o destino favorito de redes de produção locais ou globais. Isso tem feito com que esses países se capacitem a produzir produtos variados, de forma competitiva.

No Brasil, atualmente, estão disponíveis produtos manufaturados em diversas partes do mundo, principalmente no leste asiático, a preços competitivos. O setor de máquinas e equipamentos industriais não foge à regra.

Conforme o IBGE (2008), o PIB nacional em 2007, cresceu 5,4% em relação a 2006. Segundo a ABIMAQ (2008), no mesmo período, a indústria brasileira de máquinas e equipamentos apresentou aumento no faturamento de 12,6%, enquanto que o aumento nas importações foi de 39,9%. Ou seja, tanto a produção doméstica teve um crescimento acima do PIB nacional, como as importações mostram números vultosos.

No setor de máquinas e equipamentos, desempenho e segurança (ou qualidade e confiabilidade) são fatores chaves. Produzir produtos que atendam esses requisitos torna-se essencial. Para Crosby (1979), qualidade significa conformidade com as necessidades. As necessidades dos clientes, por sua vez, são variadas, contudo, alguns requisitos são comuns à maioria dos clientes. As necessidades dos clientes podem ser separadas em dois momentos: necessidades imediatas, como estética, prática e simbólica, e necessidades mediatas, as que ocorrem durante o ciclo de vida do produto como durabilidade e manutenção do valor (GUIMARÃES, 2008).

Desvios nas características da qualidade do produto implicam em riscos para o usuário e para o fabricante. As implicações podem ser: perda do produto em processamento, paradas para

manutenção não previstas; baixa vida útil dos produtos; gastos inesperados com garantias; perda de confiança no fabricante e perda de fatia de mercado. Além disso, completando o cenário descrito, são crescentes as preocupações com segurança e meio ambiente, aliadas à questão de redução de custos e desperdícios (KARELIN, 2005).

O presente trabalho foi realizado em uma empresa que é um importante fabricante de válvulas de esfera no mercado nacional. A empresa tem 100% de capital nacional, e tenta manter e ampliar sua fatia de participação no mercado produzindo válvulas de esfera de pequenas e médias dimensões para mercados mais exigentes, como as indústrias químicas e petroquímicas, petróleo e gás, de alimentos, papel e celulose, mineração e siderurgia, entre outras. Visando contemplar exigências dos clientes, a empresa precisa elaborar um método de previsão dos torques de acionamento das válvulas. Assim será possível avaliar e otimizar o produto ainda na fase de projeto detalhado. Também precisa ser feito um estudo de confiabilidade para informar aos clientes a vida útil esperada do produto. Para isso, faz-se necessário a elaboração de modelos para testes acelerados que revelem a degradação das vedações com o uso.

A empresa possui importante participação no mercado de válvulas de esfera. Desde a sua criação, tem focado na qualidade de seus produtos como diferencial competitivo. Mantém em seu quadro equipes de técnicos e engenheiros atuando nas áreas de Engenharia, Garantia da Qualidade, Produção e Assistência Técnica. Embora esse pessoal qualificado gere custo para a companhia, tem sido mantido como forma de assegurar bom nível de qualidade no desenvolvimento de produtos, garantias e assistência técnica, ajudando assim no crescimento da empresa. Também é disponibilizado material técnico para apoiar o cliente na especificação correta de produtos. Esse material técnico tem seus dados baseados em alguns experimentos e também em dados empíricos. Tem-se a necessidade de levantar informações precisas que possam ser repassadas ao cliente para que este tenha condições de aplicar corretamente as válvulas. O uso correto das válvulas assegura maior vida útil, com mínimas necessidades de intervenções no processo produtivo e, ainda, possibilita ao fabricante o desenvolvimento de seus produtos com a finalidade de atender melhor às expectativas dos clientes, garantindo assim sua participação no mercado.

1.2. Temas e objetivos

Esta dissertação aborda os temas Válvulas Industriais, mais especificamente Válvulas de Esfera Flutuantes, Projeto de Experimentos, Confiabilidade, Ensaio Acelerados e Degradação.

Válvulas são definidas como dispositivos mecânicos especificamente desenhados para direcionar, iniciar, parar, misturar, ou regular o escoamento, a pressão ou a temperatura do fluido em processo. Válvulas podem ser desenhadas para operar em aplicações com líquidos, gases ou ambos. Pela natureza do seu desenho, função ou aplicação, as válvulas podem existir em uma grande variedade de formas, dimensões e classes de pressão. As menores válvulas industriais podem pesar apenas alguns gramas, e serem suportadas confortavelmente na palma da mão humana, enquanto que as maiores podem pesar mais de dez toneladas (SKOUSEN, 2004).

Por outro lado, o Projeto de Experimentos (DOE) é uma metodologia que contribui para o levantamento de informações referentes ao produto. Utilizando essa metodologia, através de ensaios planejados, é possível identificar os fatores que influenciam o desempenho do produto e ajustá-los de modo a obter melhorias na qualidade e confiabilidade e redução de custos produtivos. Também é possível fazer-se previsões de desempenho do produto, ainda na fase de desenvolvimento, reduzindo-se os gastos com retrabalhos nos protótipos ou mesmo no produto final.

Já os Ensaios de Confiabilidade indicam de forma científica a vida esperada do produto. Isso possibilita desenvolver o produto para atender a vida útil especificada, dimensionar o período de garantia e, ao cliente, prever paradas para manutenção preventiva. Os Ensaios Acelerados de Confiabilidade são uma alternativa econômica para conhecer o comportamento do produto ao longo de sua vida útil. O conhecimento da degradação do produto permite ao fabricante saber, de antemão, qual a evolução de características da qualidade do produto, com isso podem ser estabelecidos programas de manutenção preditiva e substituição.

O objetivo principal deste trabalho é a otimização de um projeto de válvulas industriais. Para alcançar este objetivo principal, os seguintes objetivos específicos são lançados: (i) realização de experimentos planejados, para identificar os fatores que influenciam no torque de operação das válvulas e (ii) para verificar a vida útil das válvulas industriais em estudo e avaliar a degradação a partir da análise de dados obtidos em ensaios acelerados das válvulas em estudo.

Os resultados dos experimentos planejados e o conhecimento da forma de degradação e vida útil são úteis para: (i) os projetistas de válvulas industriais, que devem conhecer previamente os parâmetros de torques de acionamento das válvulas para o correto dimensionamento das mesmas, ainda na fase de projeto detalhado, antes da construção dos protótipos; (ii) permitir que os fabricantes das válvulas desenvolvam seus produtos otimizando a vida útil dos mesmos e que seus clientes possam melhor dimensionar programas de manutenção preventiva; (iii) reduzir os gastos com garantias ou acenar com prazo de garantia diferenciado; (iv) reduzir custos e prazos de testes de confiabilidade.

1.3. Justificativas

Como justificativas práticas dos temas abordados, têm-se a necessidade de melhoria na qualidade e custos do produto, como forma de manter e aumentar a participação no mercado. A crescente preocupação com o meio ambiente e a demanda dos clientes por produtos duráveis, confiáveis e a preços competitivos indicam a necessidade de estudos que não são comuns no mercado de válvulas brasileiro. O modelo de previsão do torque a ser utilizado antes da construção dos protótipos auxiliará nas atividades de projeto do produto. Por outro lado, a oportunidade de otimização do próprio valor de torque de acionamento, melhora o desempenho da válvula, que requererá o esforço ideal para ser acionada. Assim, caso o acionamento da válvula seja manual, haverá um conforto maior para o operador, que poderá imprimir o esforço ideal para o acionamento da válvula. Caso o acionamento seja por atuador, este poderá ter menores dimensões e menor preço, o que significa economia para o cliente e melhoria de competitividade para o fabricante da válvula. Também as avaliações de confiabilidade trarão novas informações que possibilitarão o desenvolvimento do produto. Essas informações sobre o produto podem ser divulgadas como diferencial competitivo, inclusive indicando o comportamento esperado das vedações após a ocorrência do primeiro vazamento.

A justificativa acadêmica dos objetivos está na construção e discussão de modelos de previsão de torque e confiabilidade de válvulas industriais de esfera flutuante. Na literatura, não há registro de estudos similares até o momento.

Entre as justificativas práticas dos objetivos, podem ser citadas: (i) fornecer subsídios para o aperfeiçoamento do produto, reduzindo custos e prazos de desenvolvimento; (ii) levantar informações que permitam otimização da vida útil dos produtos, conduzindo ao alcance da relação ótima de custo / vida útil; (iii) dimensionar adequadamente o período de garantia; (iv) fornecer subsídios para que os clientes possam otimizar seus programas de manutenção preventiva e preditiva; (v) ser vistos pelos clientes como empresa que tem tecnologia, responsabilidade e qualidade.

1.4. Método

O método de pesquisa utilizado neste trabalho pode ser caracterizado como sendo de natureza aplicada, de abordagem quantitativa, com objetivos descritivos e explicativos, utilizando procedimentos de pesquisa experimental (RIBEIRO, 2007).

Este trabalho foi organizado em quatro etapas. Na primeira etapa, foi feita a revisão da literatura sobre válvulas industriais, com ênfase em: (i) torque de acionamento e (ii) degradação com o uso. A revisão da literatura também contemplou os conceitos de projeto de experimentos, confiabilidade, ensaios acelerados e modelos de degradação que serão utilizados no trabalho. Serviu para posicionar quanto às teorias que envolvem os objetos do estudo, fornecendo condições para compreensão dos fundamentos do estudo. Ela foi realizada a partir do estudo de documentos técnicos (sobre válvulas industriais), livros e artigos que tratam de projeto de experimentos, confiabilidade, ensaios acelerados e análises de degradação.

Na segunda etapa, foi feito o planejamento de experimentos para medições de torques e avaliação de confiabilidade. Como o torque de acionamento depende de algumas variáveis, e não são conhecidos os efeitos e interações entre as mesmas, um projeto de experimento foi realizado para quantificar essas questões. As avaliações de confiabilidade deram subsídios para a construção de modelos de previsão de vida útil. Foram elaborados testes acelerados envolvendo o monitoramento da degradação das vedações. Essas avaliações foram feitas no Laboratório de Confiabilidade da empresa.

Na terceira etapa, foram feitas avaliações dos resultados das medições de torques e dos testes de confiabilidade. As avaliações dos resultados das medições foram feitas utilizando procedimentos estatísticos. O uso de análises estatísticas fornece subsídios para identificar quais variáveis influenciam significativamente o torque de acionamento das válvulas e seu desempenho referente à degradação. Os resultados dos testes foram analisados utilizando-se pacotes estatísticos que contemplam ensaios acelerados e modelos de confiabilidade.

Por fim, na quarta etapa, foram elaborados os modelos para previsões de torques e de vida útil de válvulas. Também foram feitas considerações com respeito ao período de garantia como resultado dos testes de confiabilidade. Os modelos para a previsão de torques e de vida útil foram obtidos através das análises dos ensaios. Eles foram construídos utilizando regressão não-linear, com o apoio da teoria que sustenta ensaios acelerados e avaliação da degradação (acompanhando a evolução de vazamentos com o uso).

1.5. Limitações do trabalho

Este estudo limita-se à análise de um projeto de válvulas de esfera flutuantes, duas bitolas (diâmetros) e um material de vedações. Analisa o torque de acionamento de protótipos dessas válvulas, considerando os efeitos do grau de esmagamento das sedes, do aperto da porca da haste, da pressão e da temperatura. Analisa também aspectos da vida útil das vedações como o

número de ciclos necessários para que ocorra o primeiro vazamento, e como evolui esse vazamento até que atinja um valor máximo. Não está contemplado neste trabalho o estudo do comportamento de válvulas já em produção ou outros tipos de válvulas, outras bitolas ou materiais de vedações. Também não estão contemplados estudos das válvulas com diferentes fluidos ou parâmetros de operação, de escoamento de fluidos, de abrasão, de erosão, de corrosão ou de manutenibilidade. Embora representem importantes aspectos da qualidade, não fazem parte do presente trabalho.

1.6. Estrutura do trabalho

Este trabalho está organizado em cinco capítulos. No primeiro capítulo, é feita uma introdução ao tema, justificando a importância dos requisitos da qualidade do produto no contexto competitivo atual. Esse capítulo também apresenta os objetivos, o método de trabalho, as limitações do estudo e a estrutura do trabalho.

O segundo capítulo trata da importância das válvulas dentro do setor industrial. É feita uma revisão da literatura contemplando: (i) válvulas de esfera, conceitos e funcionamento, medições de torque e considerações sobre vida útil; (ii) revistos conceitos sobre projeto de experimentos e seus aspectos mais importantes; (iii) definições de confiabilidade, testes acelerados e conceituação de degradação da vida útil.

No terceiro capítulo, é apresentado o método proposto para se alcançar os objetivos dos testes de torques. Na etapa de planejamento dos ensaios, é feita uma descrição do produto, descrição do aparato de teste, descrição dos procedimentos de medição de torques. Na etapa de execução, são descritas as medições de torques, o método proposto é aplicado ao caso em estudo, são apresentados os resultados das medições de torques, é feita a análise estatística dos resultados e é gerada a equação de previsão de torque.

No quarto capítulo, o método proposto é aplicado ao estudo de vida útil das válvulas. Na etapa de planejamento dos ensaios, é feita uma descrição do produto, descrição do aparato de teste, descrição dos procedimentos de aceleração dos testes, descrição dos procedimentos de medição de degradação. Na etapa de execução, são feitas as descrições dos testes de vida e das medições de vazamentos. Baseados nos dados de vazamentos é feita descrição da degradação e final de vida útil. São feitas considerações referentes à atualização de informações técnicas do produto.

O quinto capítulo apresenta as conclusões obtidas a partir do trabalho desenvolvido, esclarecendo as limitações da pesquisa. Neste capítulo também são propostas sugestões para trabalhos futuros, que possam dar continuidade ao trabalho desenvolvido.

2. REFERENCIAL TEÓRICO

2.1. Válvulas de esfera flutuantes

Válvulas são dispositivos mecânicos utilizados para controlar o escoamento de fluidos (líquidos, gases ou vapores) em tubulações ou outros recipientes. O controle é feito através de elemento móvel que abre, fecha ou parcialmente obstrui uma abertura na passagem do fluido. As funções primárias das válvulas de bloqueio são bloquear o fluido de forma estanque quando fechadas e causar mínima restrição ao fluxo quando abertas. Exemplos de válvulas usadas para essas funções são Válvulas de Esfera, Válvulas Borboleta, Válvulas de Diafragma, Válvulas Gaveta, Válvulas Globo e Válvulas Macho (FORSMAN e MORIN, 2005).

Válvulas de esfera flutuantes são válvulas cujo elemento físico é uma esfera com furo de passagem. A esfera determina se o fluido passa ou não através do seu interior, alcançando o próximo trecho da tubulação. Com a esfera fechada, a força determinada pela pressão do fluido, faz com que ela se desloque (flutue) em direção à sede de saída (jusante) da válvula. Quanto maior a pressão do fluido na entrada (montante) da válvula, maior a tensão da esfera contra a sede à jusante e melhores as características de vedação. Quando se gira a esfera em um quarto de volta, o furo de passagem permite o escoamento do fluido, causando mínima perda de carga (SKOUSEN, 2004).

2.1.1. Conceitos e funcionamento

Válvulas de esfera estão na família das válvulas chamadas um quarto de volta. São válvulas que abrem pelo giro da alavanca que é fixada à esfera através da haste. A esfera tem um furo de passagem do fluido em seu centro, de forma que quando a passagem estiver alinhada com ambas as extremidades da válvula, o escoamento ocorre (ver Figura 1). Quando a válvula está fechada, o furo de passagem da esfera está perpendicular às extremidades da válvula, e o escoamento é bloqueado. A alavanca fica constantemente alinhada com a posição do furo de passagem permitindo que se identifique visualmente a posição da válvula. O acionamento, ou operação da válvula é caracterizado pelo movimento da alavanca e esfera da posição aberta para a fechada, ou da posição fechada para a aberta. Um ciclo completo é caracterizado pelo movimento da alavanca e da esfera da posição aberta para a fechada, retornando à posição inicial, ou da posição fechada para a aberta, retornando à posição inicial (BENAC e PAGE, 2001)

Para obter-se a estanqueidade, entre as extremidades e a esfera, internamente, existem as sedes ou anéis de vedação que, em contato com a esfera, determinam as características de vedação.

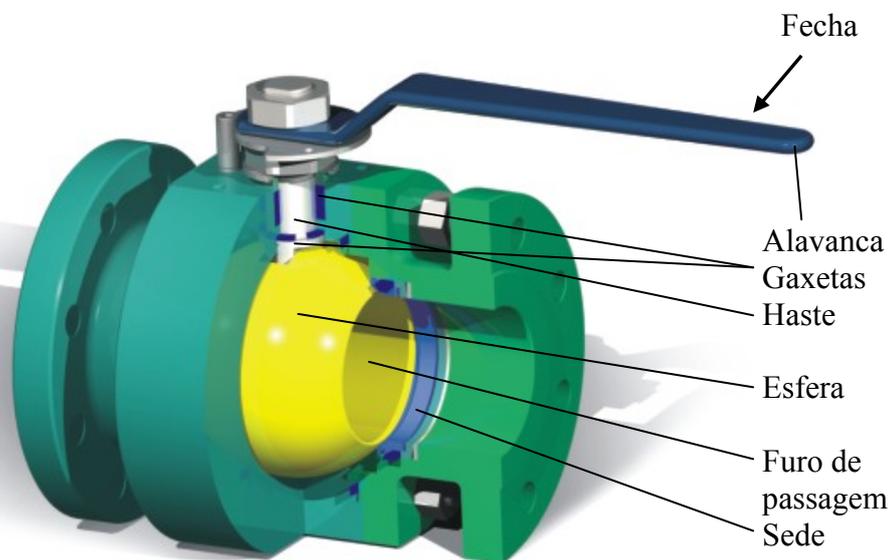


Figura 1 – Válvula de esfera flutuante e suas partes principais

Fonte: Viza Valves, 2008

A precisão na superfície de contato da sede é o principal problema para assegurar a estanqueidade dessa junção (FIRKIN e MATVEEV, 2000). Mínimas imperfeições na esfera ou sedes podem criar caminhos para o vazamento do fluido. Para assegurar que não haja nenhum vazamento, tanto em altas como em baixas pressões, é necessário que exista uma tensão de contato entre a esfera e as sedes. O método de montagem deve envolver o carregamento incremental e alternado das sedes, tornando a válvula estanque e eliminando rejeições (KLIMOV, KONOVALOV e KARYAKIN, 2000). Nessas condições, as sedes sofrem pequenas deformações “copiando” as imperfeições da esfera e impedindo que o fluido vazze.

O PTFE (politetrafluoretileno), material base utilizado nas sedes da maior parte das válvulas de esfera, tem comportamento peculiar. Ao ser comprimido com carga constante, sofre deformação imediata. Devido ao seu comportamento viscoelástico, parte da carga aplicada é usada para a deformação do material (plasticidade) e parte é armazenada fazendo o material recuperar-se caso a carga seja retirada (resiliência). Se a carga for logo retirada, haverá uma recuperação maior do material, lentamente ele voltará mais próximo do estado inicial, tendo um comportamento mais resiliente. Essa recuperação depende da intensidade da carga aplicada, da temperatura e do tempo de permanência sob carga. Caso a carga não seja aliviada, mas seja

mantida por algum tempo, parte da carga resiliente também passa a ser usada para deformar o material. Essa deformação, normalmente se dá no sentido transversal ao da aplicação da carga, caso haja espaço para deformação lateral. Essa deformação não ocorre de forma instantânea, mas vai progredindo lentamente até que seja atingido o ponto de equilíbrio de forças, atingindo um valor maior do que aquele atingido com a carga aplicada e removida imediatamente. Se a carga for aliviada, parte da deformação ocorrida se recuperará elasticamente, ainda que de forma lenta. Porém haverá uma deformação permanente maior do que no caso da carga instantânea, devido à ocorrência de deformações transversais. Caso a carga seja aplicada e mantida várias vezes, em cada aplicação de carga haverá um aumento da deformação, fazendo com que haja deformações laterais e mesmo deformações inversas ao sentido da aplicação da força, em áreas livres. Essa deformação recebe incrementos a cada aplicação da carga, até que se atinja o equilíbrio das forças. Essa deformação depende da intensidade da carga aplicada, da temperatura e do tempo de permanência sob carga (BOZHKO, 2007).

Em válvulas de esfera flutuantes, a vedação se dá pelo deslocamento da esfera. Porém, para que isso ocorra, é necessário que haja uma vedação inicial em pressões próximas a zero, isto é uma tensão residual mínima (TRM) entre as sedes e a esfera. A TRM garante que as sedes se deformarão contra a esfera, promovendo a vedação. Com a vedação inicial, caso a pressão suba, a esfera é empurrada contra a sede à jusante com força cada vez maior, garantindo assim a vedação. Caso a TRM seja insuficiente para garantir essa vedação inicial, e a pressão e velocidade de escoamento (vazão) do fluido sejam baixas, este poderá simplesmente contornar a esfera, atravessando a válvula, o que constitui um vazamento. A TRM baixa pode ter sido causada por carga excessiva da esfera contra a sede à jusante, ou repetição dessa carga, ou temperatura excessiva, ou tempo de permanência da carga excessivo. Ou ainda pelo desgaste natural das sedes com o uso em operação (KLIMOV, KONOVALOV e KARYAKIN, 2000).

No final da linha de montagem, os testes de estanqueidade são feitos para garantir que nenhuma válvula chegue às mãos dos clientes com vazamentos. Alguns dos objetivos de uma linha de montagem de válvulas são: que o produto tenha capacidade de vedação no momento da montagem, que tenha longa vida útil e que o torque de acionamento esteja correto.

2.1.2. Medições de torque

Torque ou momento é resultado de uma força aplicada a certa distância do centro de giro (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006). Na válvula, observando externamente, o torque pode ser percebido ao girar-se a alavanca no sentido de abrir ou de fechar a válvula, quando é

necessário impor algum esforço. Internamente, devido ao atrito estático e à força normal na superfície de contato entre esfera e sedes, é gerada uma força de atrito que dificulta o movimento (Figura 2). Essa força de atrito, multiplicada por sua distância média até o centro de giro da haste, gera um torque resistente.

O mesmo ocorre entre a haste e suas gaxetas. Devido ao atrito estático e à tensão na superfície de contato entre haste e gaxetas, é gerada uma força de atrito que dificulta o movimento. Essa força de atrito, multiplicada por sua distância média até o centro de giro da haste, gera um torque resistente.

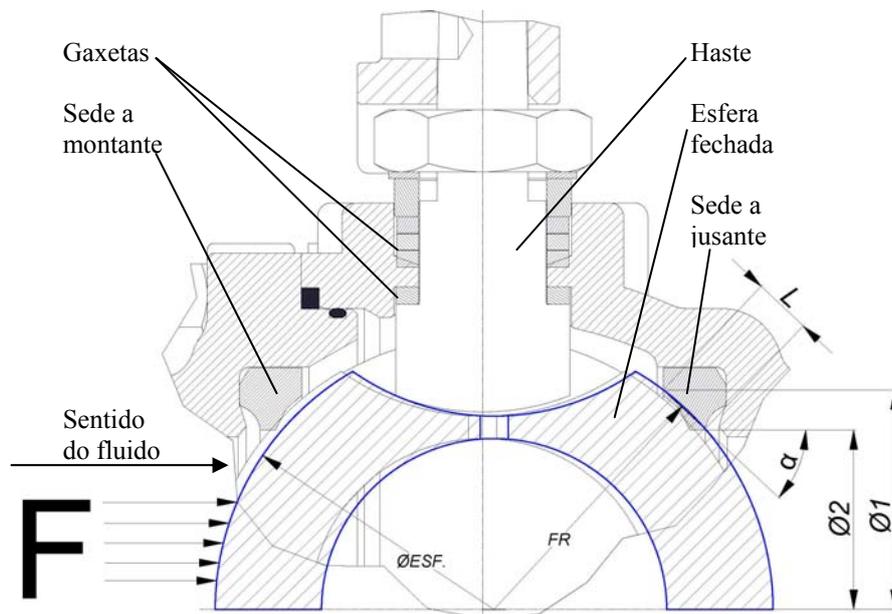


Figura 2: Desenho esquemático da válvula de esfera flutuante submetida à pressão

Fonte: elaborada pelo autor

A soma desses torques resistentes forma o torque requerido para o acionamento da válvula. Alguns fatores afetam o torque requerido para acionamento da válvula. Pode-se citar como exemplos: pressão do fluido (atua diretamente na força normal entre os componentes), tipo de fluido (lubrificante ou não – aumenta ou reduz o coeficiente de atrito), temperatura (aumenta ou reduz a rigidez da vedação, aumentando ou reduzindo o torque requerido), tempo (quanto maior o tempo em que a sede à jusante estiver exposta à tensão de contato com a esfera, melhor “copiará” as micro-irregularidades desta, aumentando a força de atrito) (PAREDES, 2006).

As equações a seguir expressam as forças envolvidas no movimento das válvulas de esfera.

Como a área de um círculo é dada por $A = \frac{\pi \times D^2}{4}$ (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006), neste caso:

$$A = \frac{\pi \times (\phi 1)^2}{4} \quad \text{área sujeita à pressão} \quad (\text{eq. 1})$$

Como a relação entre pressão e área é dada por $P = \frac{F}{A}$ (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006), neste caso:

$$F = P \times A \quad \text{força devida à pressão} \quad (\text{eq. 2})$$

Como a área de um anel circular de diâmetro externo D e diâmetro interno d , é dada por $a = \left(\frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2)\right)$. Se esse anel tiver formato cônico, essa área precisa ser projetada segundo o ângulo α , neste caso:

$$a = \left(\frac{\pi}{4} \times ((\phi 1)^2 - (\phi 2)^2)\right) / \text{sen} \alpha \quad \text{área da sede em contato com a esfera} \quad (\text{eq. 3})$$

Como a força F está inclinada em relação à superfície de contato da esfera, precisa ser projetada segundo o ângulo α para encontrarmos a força FR , normal à superfície, assim:

$$FR = F / \text{sen} \alpha \quad \text{força resultante sobre a área da sede} \quad (\text{eq.4})$$

nota: o número da equação deve ficar na mesma linha da equação

Como a tensão em um material é dada por $\sigma = \frac{F}{a}$ (SHAMES, 1983), neste caso:

$$\sigma = \frac{FR}{a} \quad \text{tensão da esfera sobre a sede} \quad (\text{eq. 5})$$

Como a força de atrito é o produto da força normal pelo coeficiente de atrito (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006):

$$F_a = FR \mu \quad \text{força de atrito } (\mu = \text{coef. atrito}) \quad (\text{eq. 6})$$

Como pode ser observado na Figura 2, FR está aplicada aproximadamente no diâmetro médio entre $\phi 1$ e $\phi 2$. Porém essa força é distribuída ao longo de todo o comprimento circunferencial de a . Essa linha é chamada de círculo de atrito. O plano resultante dos pontos de aplicação dessa força está afastado do centro de giro da haste. Por sua vez, F_a está relacionada com FR , estando em cada ponto, ortogonal a esta. Como as duas peças (sede e haste) são sólidos de revolução, com eixos a 90° , esses pontos não mantêm distância constante em relação ao centro de giro da haste. Assim o torque resistente devido à sede (T_s), não pode ser calculado de forma simples (BOZHKO, 2000).

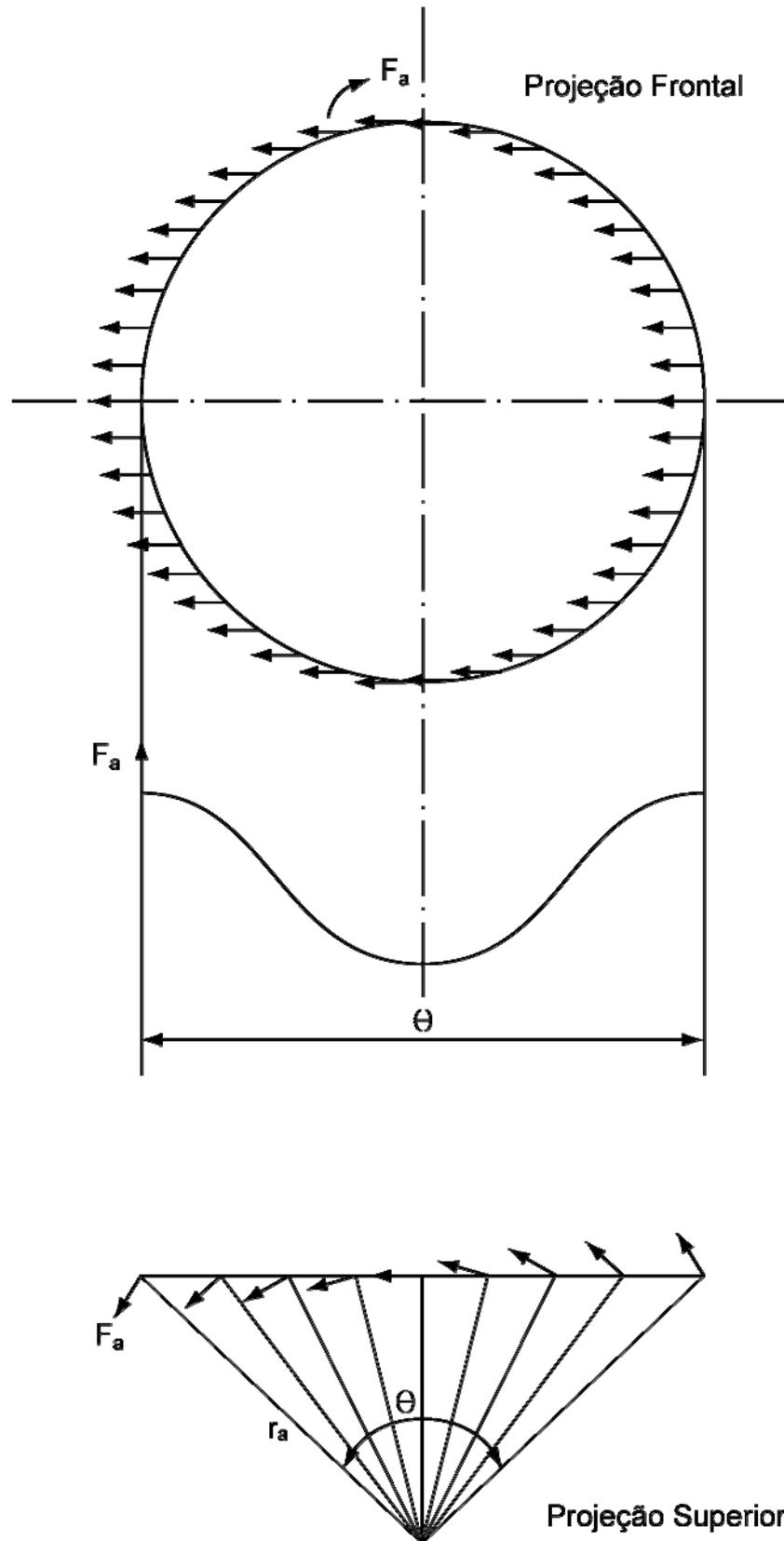


Figura 3: Gráficos geométrico-analíticos da sede em relação à haste

Fonte: elaborada pelo autor

Para entender melhor o problema, pode-se fazer uma projeção frontal, de modo que o centro do círculo de atrito fique alinhado com o eixo de revolução da haste (Figura 3). Como F_a é uma carga distribuída, ao projetar o módulo desses valores sobre a linha horizontal, transversal ao eixo da haste, percebe-se que há um acúmulo ou aumento de densidade dessa força nos extremos da linha horizontal, enquanto que, no meio, os valores acumulados de F_a são menores.

Fazendo-se uma projeção superior, de forma que o círculo de atrito se torne uma linha, e o eixo de revolução da haste se torne um ponto, tem-se o raio r_a (distância, no plano horizontal, do centro da haste até o ponto de aplicação de F_a) que varia segundo o ângulo θ . Claramente, os valores de r_a são maiores quando θ tende a Θ . Assim, por uma dupla razão, as áreas da sede mais afastadas da haste são as maiores responsáveis pelo torque requerido pelas sedes (BOZHKO, 2000).

Assim, pode-se dizer que tanto F_a como r_a são funções de θ (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006). Ou seja:

$$T_s = F_a(\theta)r_a(\theta) \quad \text{torque devido às sedes} \quad (\text{eq. 7})$$

No caso da haste, esta possui duas superfícies de atrito contra as gaxetas. No caso das gaxetas superiores, a superfície de atrito é o próprio diâmetro da haste. A força resultante (radial) das gaxetas contra a haste (FR_{gs}), é função da força axial sobre as gaxetas superiores (F_{gs}) e do coeficiente de expansão lateral (ν). Por sua vez, a força de atrito da haste contra as gaxetas superiores (F_{ags}) depende de FR_{gs} e de μ_{gs} . Então, o torque devido às gaxetas superiores (T_{gs}) depende de F_{ags} e do raio da haste r_h (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006).

$$FR_{gs} = F_{gs} \nu \quad \text{força resultante radial entre gaxetas e haste} \quad (\text{eq. 8})$$

$$F_{ags} = FR_{gs} \mu_{gs} \quad \text{força de atrito nas gaxetas} \quad (\text{eq. 9})$$

$$T_{gs} = F_{ags} r_h \quad \text{torque devido às gaxetas superiores} \quad (\text{eq. 10})$$

No caso da gaxeta inferior (mais próxima à esfera), esta possui duas superfícies de atrito contra a haste. Uma delas é cilíndrica e idêntica a das gaxetas superiores, portanto valem as eq. 7, 8 e 9. O torque na gaxeta inferior, resultante da força radial é T_{gir} . A outra superfície está em plano transversal, mas com seu eixo sobre o eixo de giro da haste. Assim, a força de atrito na gaxeta inferior (F_{agi}) depende da força axial sobre a gaxeta inferior (F_{gi}) e do coeficiente de atrito (μ_{gi}). Já o torque na gaxeta inferior, resultante da força axial (T_{gia}), é função da F_{agi} e do raio médio da gaxeta (r_g) (HALLIDAY, RESNICK e WALKER, 2006).

$$F_{agi} = F_{gi} \mu_{gi} \quad \text{força atr. devido à f. ax. na gaxeta inferior} \quad (\text{eq. 11})$$

$$T_{gia} = F_{agi} r_g \quad \text{torque devido à f. ax. na gaxeta inferior} \quad (\text{eq. 12})$$

Em válvulas de pequenas dimensões, o aperto das gaxetas normalmente é efetivado através de uma porca, roscada na haste. Abaixo da porca é colocado um calço, ou preme gaxetas, que tem o formato similar ao de uma arruela, porém com as dimensões bem controladas e lisas para que seja garantida longa vida para as gaxetas. Ao apertar a referida porca, traciona-se a haste para fora da válvula, apertando-se tanto a gaxeta inferior, como a superior.

Conforme Bickford e Nassar (1998), o cálculo de como o torque na porca influencia no aperto das gaxetas é dado pela fórmula;

$$M_A = F_M \left[0,16P + 0,58d_2\mu_G + \frac{D_{km}}{2} \mu_k \right] \quad (\text{eq. 13})$$

Onde

M_A = torque na porca da haste (Nm)

P = passo da rosca (m)

μ_k = coeficiente de atrito na área de assento da cabeça do parafuso ou porca

μ_G = coeficiente de atrito nos filetes da rosca

d_2 = diâmetro primitivo (m)

D_{km} = diâmetro efetivo de assento da cabeça do parafuso ou porca

F_m = precarga (N)

$$\frac{D_{km}}{2} = \frac{d_w + d_h}{4}$$

Onde

d_w = diâmetro maior de assento da cabeça do parafuso ou porca

d_h = diâmetro do furo de passagem do parafuso

A haste possui superfícies laterais planas (fresadas) para facilitar o travamento da alavanca. A alavanca é montada na haste sobre a porca, presa por uma contraporca. Ao apertar-se a contraporca, a haste é novamente tracionada, e o conjunto alavanca e porca inferior são pressionadas para baixo. Como o acoplamento porca x haste sempre tem folgas, quando pressionada pela porca superior, a porca inferior acaba por deslocar-se axialmente num valor proporcional a essa folga, pressionando ainda mais as gaxetas. Assim, associar a pressão sobre as gaxetas ao aperto da porca inferior, implica em uma certa variabilidade. Por este motivo, o aperto da porca é feito de forma empírica pelos montadores na linha de montagem. O critério utilizado é o do “não vazamento”, ou seja, o montador aperta a porca da haste o suficiente para que não haja vazamentos, usando a sua experiência e *feeling*. Essa é a “prática da empresa”, passada através de orientação aos montadores, que recebem treinamento para adquirirem essa

sensibilidade. Cabe lembrar que a pressão do fluido, empurrando a haste para cima, faz com que a porca de aperto das gaxetas também suba, diminuindo a força axial sobre as gaxetas superiores. Opostamente, a pressão do fluido faz aumentar a força axial sobre a gaxeta inferior (BOZHKO, 2007). Assim, o torque devido às gaxetas (T_g) será o torque devido às gaxetas superiores, somado aos torques devidos às forças radial e axial sobre a gaxeta inferior (ANIKEENKO, IONOV, LEVIN, GUSAK e PRODAN, 2007).

$$T_g = T_{gs} + T_{gir} + T_{gia} \quad \text{torque devido às gaxetas} \quad (\text{eq. 14})$$

Finalmente o torque requerido para acionamento da válvula será

$$T = T_g + T_s \quad \text{torque requerido} \quad (\text{eq. 15})$$

Adicionalmente à geometria, a pressão, a temperatura, os materiais, características tribológicas do fluido e o tempo, são fatores que influenciam no torque. Além disso, a esfericidade da esfera também influencia de forma decisiva no torque. Devido a irregularidades nos processos de usinagem e de polimento, a superfície da esfera torna-se irregular. Essa irregularidade pode assumir duas formas principais: rugosidade e esfericidade. Ambas podem vir na forma de “picos e vales”. A rugosidade é a composição das micro-irregularidades na superfície do metal, onde a distância entre um pico e o vale adjacente pode ser da ordem de milésimos de milímetro. Na esfera, o polimento subsequente à usinagem visa reduzir a rugosidade. Por outro lado, a (falta de) esfericidade pode ser resultante tanto das operações de usinagem como das de polimento. Normalmente a distância entre um pico e o vale adjacente pode ser da ordem de vários milímetros (ERENCHINOV e ZIMIN, 2007).

Como foi visto anteriormente, as sedes tendem a “copiar” as irregularidades da esfera. Quando a válvula permanece na posição fechada por algum tempo, aumenta a aderência (ancoramento mecânico) das sedes sobre a esfera. Ou seja, as sedes “copiam” mais perfeitamente as irregularidades da esfera. Com carga, tempo e temperatura, essas deformações se consolidam através do fenômeno *creep*, ou escoamento a frio (BERGSTRÖM e HILBERT, 2005). O material das sedes se acomoda e relaxa nessa nova condição. Subseqüentemente, ao tentar-se operar a válvula, será necessário um dispêndio maior de força, pois além de vencer todos os torques necessários, ainda precisa-se provocar micro-deformações nas superfícies das sedes, fazendo com que seus picos, que penetraram nos vales da esfera, retraiam-se novamente. Essa ação demanda um esforço e, portanto, torque adicional. Vencido o movimento, a superfície da sede passa a ter a forma de uma esfera mais perfeita, até o próximo momento em que a esfera permanecer fechada com carga sobre a sede. Se, em pouco tempo depois desse primeiro acionamento, a válvula for novamente operada, como a superfície da sede ainda tem

características aproximadamente esféricas, o torque será menor do que da primeira vez (ERENCHINOV e ZIMIN, 2007).

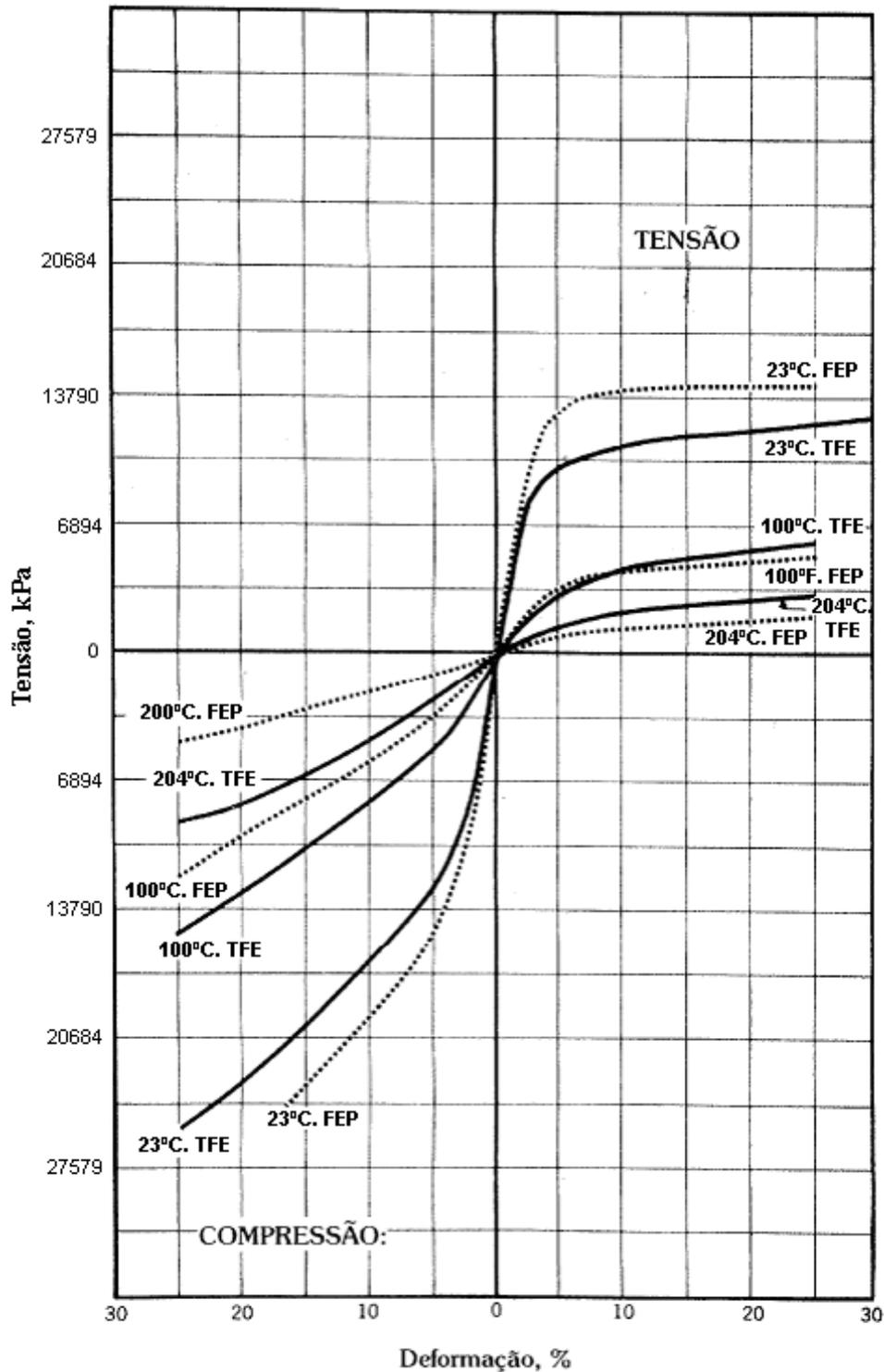


Figura 4: Tensão x Deformação do PTFE em diferentes temperaturas NOTA: TFE é o monômero que, polimerizado, forma o PTFE, as siglas TFE e PTFE são utilizadas como sinônimos; FEP é o etileno propileno fluorado

Fonte: DU PONT DO BRASIL, 1989

As curvas de tensões e deformações para temperaturas na faixa habitual de projeto mostram que o escoamento ocorre a altas deformações. A resposta elástica começa a se distanciar da linearidade com deformações de apenas alguns pontos percentuais, como ocorre com a maioria dos plásticos (Figura 4). Um material plástico submetido à carga contínua sofre uma deformação contínua com o tempo, que se chama *creep*, fluência ou fluência fria (Figura 5).

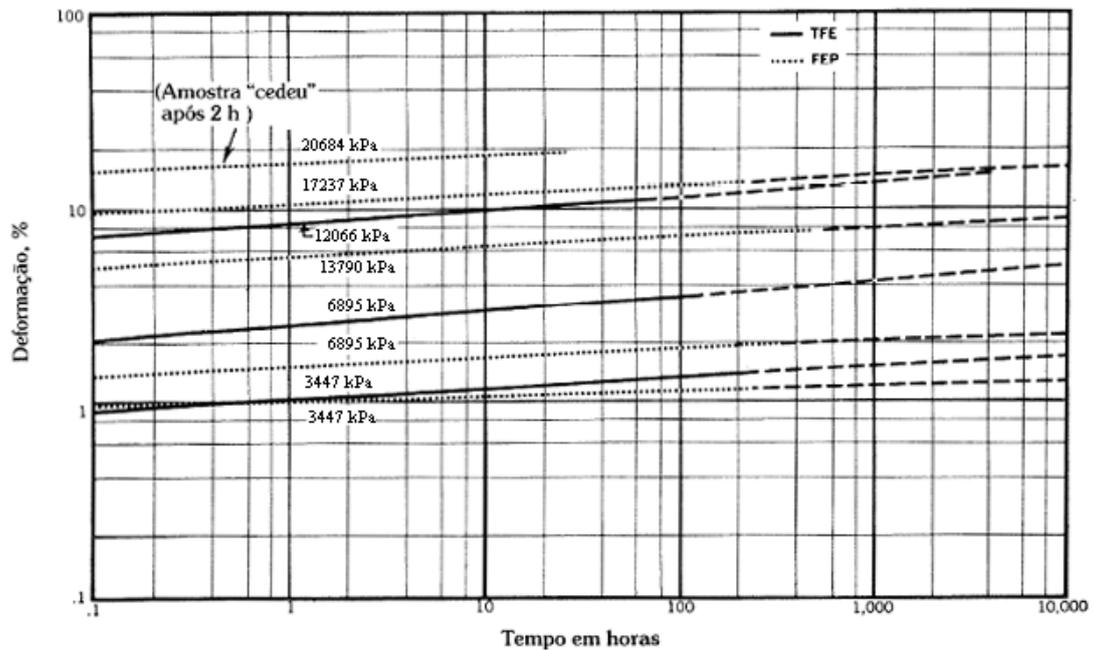


Figura 5: Deformação x Tempo do PTFE em diferentes tensões de compressão, a 23°C

Fonte: DU PONT DO BRASIL, 1989

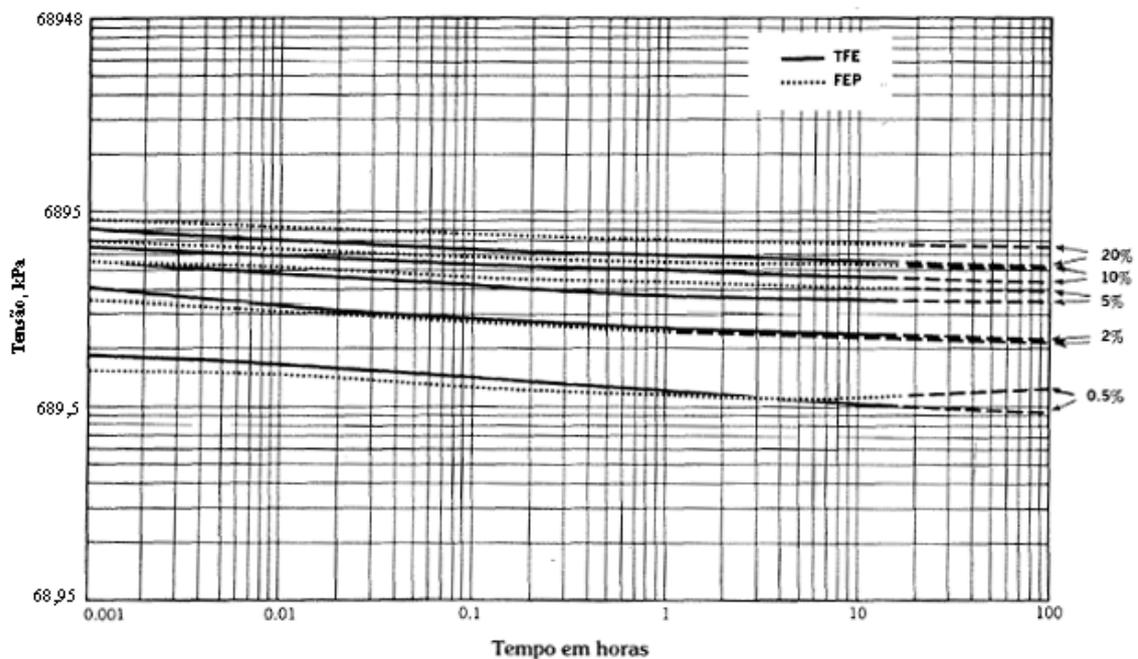


Figura 6: Relaxamento da tensão de tração a 100°C

Fonte: DU PONT DO BRASIL, 1989

Um fenômeno semelhante ocorre com os metais em altas temperaturas. Com a maioria dos plásticos, entretanto, a deformação pode ser significativa mesmo à temperatura ambiente ou abaixo desta, daí o nome de fluência fria. *Creep* é a deformação total sob tensão após um determinado tempo em dado ambiente, além da deformação instantânea que ocorre imediatamente após a carga. As variáveis independentes que afetam o *creep* são o tempo sob carga, a temperatura e o nível de carga ou tensão. A deformação inicial ocorre instantaneamente quando se aplica uma carga sobre um produto fabricado com as resinas TEFLON®. Após essa deformação inicial, se a carga for mantida, ocorre um período durante o qual a peça continua a se deformar a uma taxa decrescente (DU PONT DO BRASIL, 1989).

Quando os materiais que sofrem *creep* ou fluência a frio são usados como juntas, com carregamento inicial, mas distância comprimida constante, geralmente ocorre o relaxamento da tensão (Figura 5). Em conexões flangeadas, as peças de TEFLON® sofrerão fluência a frio entre as placas do flange com uma diminuição resultante na pressão do parafuso. Esse relaxamento do material da gaxeta pode resultar em uma junta com vazamento. O aperto dos parafusos durante o primeiro dia após a instalação geralmente manterá a pressão de parafusamento e impedirá o vazamento; a partir daí, o relaxamento de tensão será desprezível (DU PONT DO BRASIL, 1989).

Amostras que foram sucessivamente comprimidas e deixadas para recuperar de várias porcentagens de deformação indicam que elas não apresentam endurecimento de trabalho. A recuperação da amostra é quase completa desde que a deformação original não ultrapasse o limite de escoamento (Figura 7). As peças feitas de resinas TEFLON® tendem a voltar às suas dimensões originais após uma deformação, mas o processo de recuperação pode exigir um tempo longo (Figura 6). Uma peça exposta a *creep*, ou que sofra deformação durante um período de tempo sob tensão, recuperará sua forma original quando a tensão for removida e a peça for elevada à temperatura de sinterização. No entanto, ocorrerá uma recuperação parcial a temperaturas mais baixas. A qualquer temperatura dada, a recuperação esperada estará substancialmente completa em 15 minutos ou menos, mas a extensão da recuperação aumenta com o aumento da temperatura. Por exemplo, um filamento de TFE (sigla do monômero que, polimerizado dá origem ao PTFE) de 100 mm de comprimento esticado até um comprimento de 300 mm e aquecido a 100°C volta a aproximadamente 280 mm dentro de 15 minutos e então permanece praticamente inalterado. Uma peça semelhante aquecida a 200°C volta a 250 mm. A primeira peça, após aquecimento adicional a 200°C, apresenta uma recuperação adicional até chegar em 250 mm. Quando aquecidas a 350°C, as duas peças voltam ao seu comprimento original de 100 mm (DU PONT DO BRASIL, 1989).

Como foi visto, para medição de torques de acionamento em válvulas de esfera com sedes poliméricas, é necessário considerar diversos fatores que podem influenciar nos resultados, bem como a interação que esses fatores podem ter entre si.

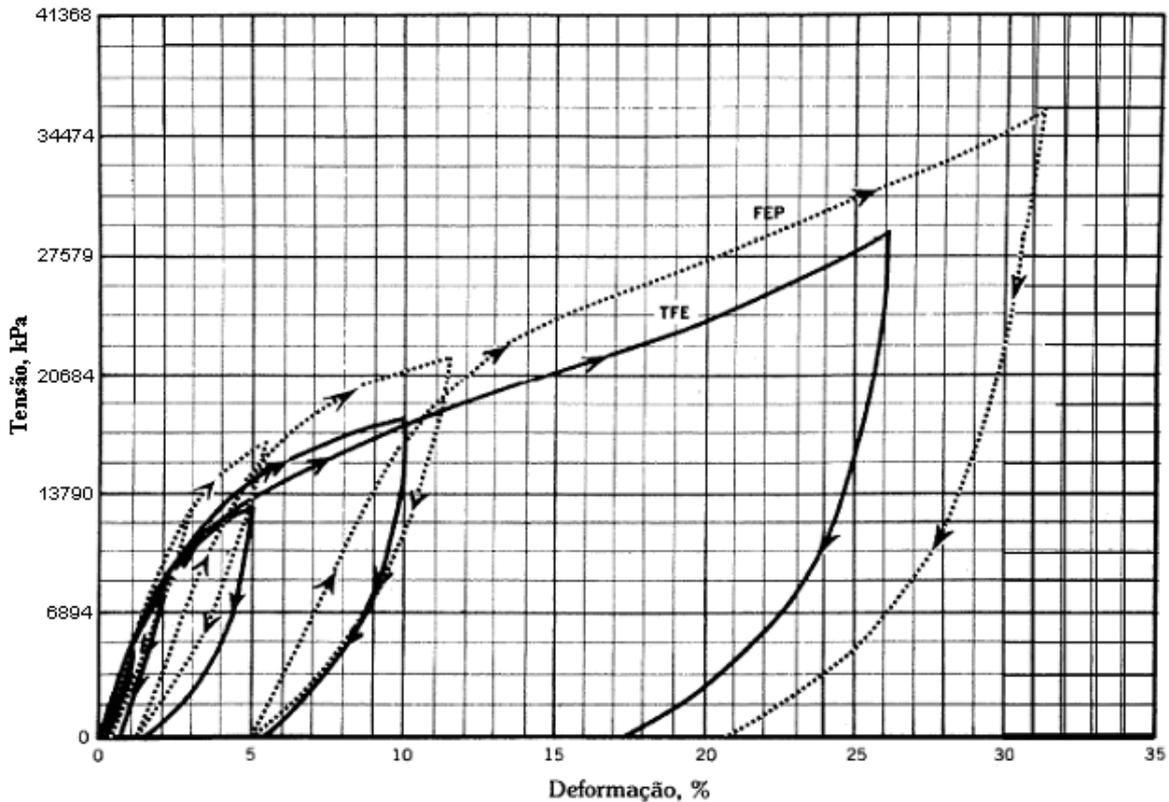


Figura 7: Recuperação de compressão a 23°C.

Fonte: DU PONT DO BRASIL, 1989

O TEFLON[®] tem uma superfície lisa que parece escorregadia ao tato. Devido ao seu baixo coeficiente de atrito, foram desenvolvidos muitos sistemas mecânicos práticos não lubrificados ou de lubrificação mínima. As resinas TEFLON[®] apresentam um atrito excepcionalmente baixo em aplicações não-lubrificadas, principalmente em baixas velocidades de superfícies e pressões acima de 34 kPa (Figura 8). O coeficiente de atrito aumenta rapidamente com velocidades de deslizamento até cerca de 50 cm/s, sob todas as condições de pressão. Esse padrão de comportamento impede as tendências de "gruda-escorrega". Além disso, não ocorre "rangido" nem barulho, mesmo nas velocidades mais baixas. Acima de 76 cm/s, a velocidade de deslizamento tem relativamente pouco efeito no coeficiente de atrito. A Figura 9 indica que o atrito estático das resinas TEFLON[®] diminui com o aumento da pressão. A incorporação de cargas não altera significativamente o coeficiente de atrito do TEFLON[®] (DU PONT DO BRASIL, 1989).

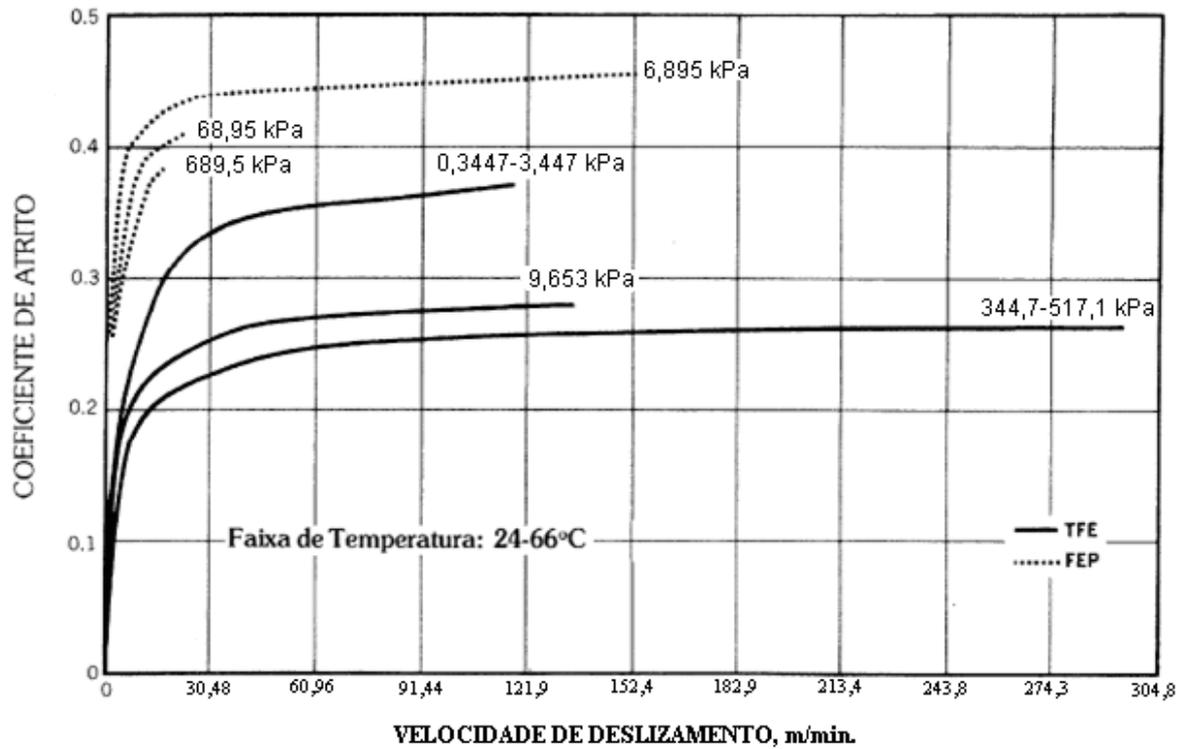


Figura 8: Coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento

Fonte: DU PONT DO BRASIL, 1989

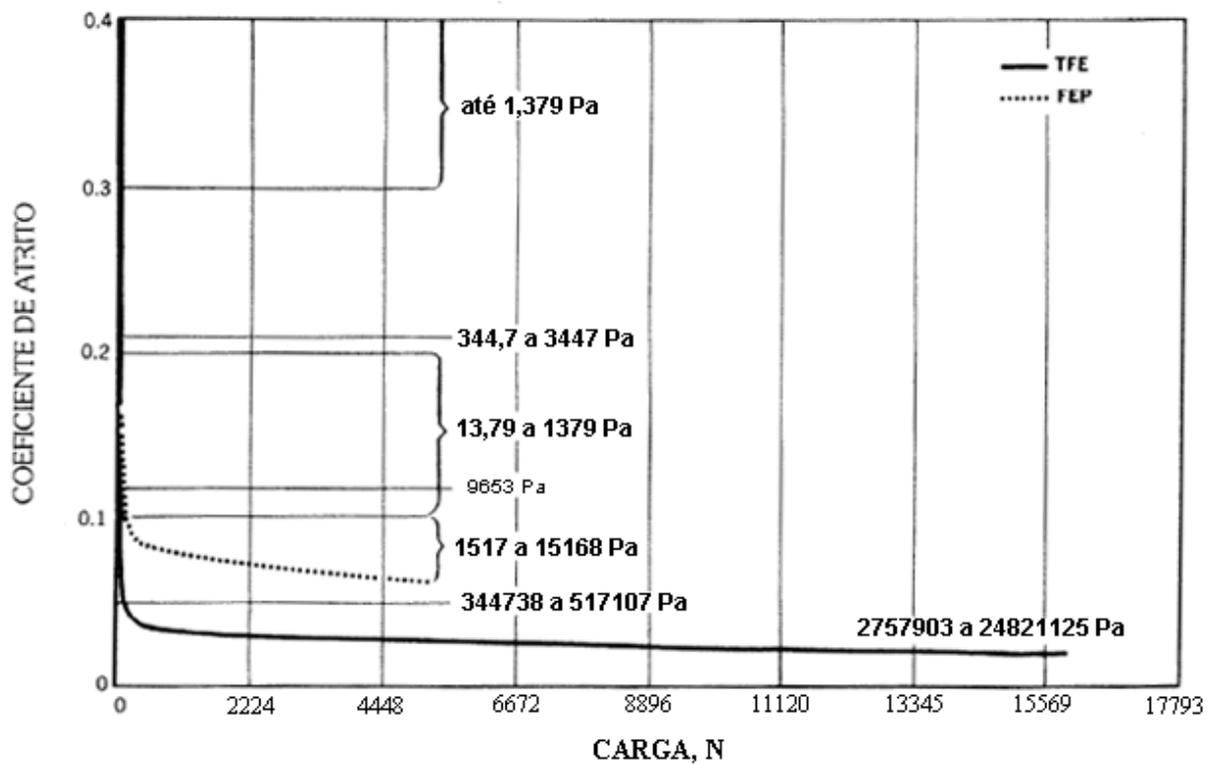


Figura 9: Coeficiente de atrito x carga, com $v < 2$ pés / min. com temp. ambiente

Fonte: DU PONT DO BRASIL, 1989

2.1.3. Vida útil

Segundo Dhillon (1999), vida útil é a quantidade de tempo que um produto opera dentro de uma taxa de falhas aceitável.

O modo de falha mais comum em válvulas é o vazamento. Este pode dar-se para o meio ambiente (externo), ou pela própria passagem da válvula (interno). Segundo estudos de Grove, Dibiasio e Carbonaro (1994), 35% das falhas em válvulas ocorrem devido a vazamentos para o meio ambiente, 34% são devidas a vazamentos pela passagem da válvula, 9% ocorrem devido à válvula não fechar, 8% ocorrem por a válvula não operar conforme requerido, 6% ocorrem devido à válvula não abrir e 8% das falhas ocorrem por outros motivos. Esses estudos foram realizados em 8593 válvulas operadas por atuadores elétricos ou pneumáticos, que falharam em usinas nucleares nos Estados Unidos da América.

Os vazamentos mais comuns para o meio ambiente são aqueles que ocorrem pelas gaxetas da haste. As gaxetas devem manter a sua integridade durante a rotação da haste pelo seu interior. O acabamento superficial da haste da válvula é importante para reduzir o desgaste no diâmetro interno da gaxeta. A norma ASME BPE 2005 (2006) informa requisitos para gaxetas de hastes de válvulas rotativas, mas não especifica os requisitos de acabamento superficial da haste. A superfície metálica da haste tem certo nível de rugosidade, na forma de “picos e vales”, resultantes das operações de usinagem. Sob carga e com ciclos térmicos, o material das gaxetas escoam para dentro dos vales. Porém, a vedação entre haste e gaxetas é do tipo dinâmico, pois há movimento relativo entre essas peças. Então, quando a válvula é operada, as pequenas quantidades de material dentro dos vales são cisalhadas e migram para fora da área de vedação. Conforme a válvula vai sendo exposta a ciclos de operação, mais material é removido, a carga inicial que promovia a vedação é reduzida, e a vedação se solta. Isso resulta em rápido desgaste da gaxeta, conduzindo a potenciais vazamentos (SIMKO, 2002). Porém, como as válvulas de esfera giram apenas um quarto de volta para abrir ou para fechar totalmente, diferente das válvulas gaveta ou globo, em que são necessárias várias voltas do volante para abrir ou fechar totalmente, é necessário um grande número de ciclos de aberturas e fechamentos para aparecer o primeiro vazamento pelas gaxetas. Mesmo quando este ocorre, pode ser corrigido simplesmente reapertando a porca que pressiona as gaxetas (BLOCH, 1998).

No caso das sedes, o mecanismo de desgaste é similar ao analisado anteriormente para as gaxetas, devido à rugosidade. Entretanto, o movimento relativo entre as partes é maior do que o da haste, devido às diferenças de dimensões entre essas. Apesar do ângulo descrito pela haste / gaxetas e esfera / sedes ser o mesmo (90°), a região de contato das últimas está mais afastada do

centro de giro do que as primeiras, perfazendo assim um arco maior. Além disso, diferentemente da haste, o movimento entre esfera e sedes não tem contato constante, pois o furo de passagem também se move pela superfície da sede. Isso faz com que o processo de desgaste seja mais acentuado nas sedes. Quando as sedes se aproximam do final da vida útil, devido ao desgaste natural, sua superfície se aproxima do esférico mais perfeito, ainda que com a rugosidade aumentada. A esfera também sofre desgaste, porém, por tratar-se de material com maior dureza do que as sedes, permanece com sua superfície irregular devido à falta de esfericidade. Se a força de contato da esfera contra a sede for reduzida como, por exemplo, baixa pressão do fluido, a esfera poderá não ter força suficiente para fazer com que a sede “copie” perfeitamente as suas micro-irregularidades. Nesse momento poderá estabelecer-se um caminho para o vazamento (BLOCH, 1998).

Também o tipo de fluido e as condições de processo exercem influência na vida útil de uma válvula. Uma válvula que opere com um fluido de baixa viscosidade deverá apresentar o primeiro vazamento antes do que outra que opere com um fluido de alta viscosidade. Uma válvula que opere com um fluido que contenha sólidos abrasivos em suspensão deverá apresentar vazamento antes do que outra que opere com líquido limpo, sem sólidos em suspensão (SKOUSEN, 2004).

Para válvulas, não existe um critério claro do que seja a vida útil. As normas de testes de válvulas novas com vedações poliméricas, como a ISO 5208 (1993), indicam a aprovação de válvulas nas quais não haja sequer o vazamento de uma gota durante o período de teste. Para alguns clientes mais exigentes, o critério adotado para o fim da vida útil das sedes é quando ocorre a primeira gota caracterizando um vazamento pela passagem. Entretanto a maioria dos clientes utiliza as válvulas mesmo após iniciado o vazamento pelas sedes, e só deixa de utilizar a válvula quando esse vazamento influenciar de forma importante o seu processo. Em muitos casos, durante certo tempo, o cliente nem mesmo percebe o vazamento, pois este não chega a causar maiores problemas. Assim, o fim da vida útil depende principalmente do processo e dos critérios da empresa. Uma empresa que opere com gases tóxicos, deverá ter mais cuidados com vazamentos do que uma empresa que trabalhe com irrigação, por exemplo.

No caso de válvulas, por serem componentes mecânicos, a vida útil não está associada simplesmente à sua existência. Uma válvula que não é operada, que permanece estática, tem vida útil longa e muitas vezes indeterminada. Por outro lado, uma válvula que sofre acionamentos freqüentes tem sua vida útil estreitamente ligada ao número total de acionamentos. Portanto, o fator determinante da vida útil de uma válvula é o número de ciclos em que ela é operada (SKOUSEN, 2004).

2.2 . Projeto de Experimentos

O Projeto de Experimentos é uma metodologia que contribui para o levantamento de informações referentes ao produto. Utilizando essa metodologia, através de ensaios planejados, é possível identificar os fatores que influenciam o desempenho do produto e ajustá-los de modo a obter melhorias na qualidade e confiabilidade e redução de custos produtivos.

Para Jiju (2003), projeto de experimentos refere-se ao processo de planejamento, concepção e análise de experiências válidas e objetivas, para que possam ser tiradas conclusões de forma eficaz e eficiente. Trata-se de uma metodologia, cujo objetivo é otimizar o planejamento, a execução e a análise de um experimento. O projeto de experimentos é uma técnica analítica que auxilia a identificar as variáveis que têm maior influência no resultado geral.

Para Montgomery (2001), os métodos de desenvolvimento experimentais têm uma importância maior nas atividades de projetos de engenharia, tanto no desenvolvimento de novos produtos, como em melhorias de produtos existentes. Algumas aplicações do desenvolvimento experimental incluem: avaliações e comparações de configurações de projetos básicos; avaliações de alternativas de materiais; seleção dos parâmetros de projeto para que o produto opere adequadamente em uma grande variedade de condições de campo, ou seja, para que o produto seja robusto; determinação dos parâmetros chaves no projeto do produto que impactam na performance do produto.

Ainda segundo Montgomery (2001), um projeto de experimentos será eficiente se for empregada uma abordagem científica para planejá-lo. A concepção estatística de experimentos refere-se ao processo de planejamento do experimento, de forma que os dados colhidos possam ser analisados por métodos estatísticos, resultando em conclusões objetivas e válidas.

Essa idéia é reforçada por Jiju (2003), que afirma que somente poderão ser tiradas conclusões estatisticamente sólidas do experimento se houver uma integração de métodos estatísticos para o planejamento do experimento. O sucesso de um experimento depende do planejamento, da correta análise dos dados e do conhecimento técnico da equipe de trabalho.

A correta aplicação de projetos de experimentos fornece inúmeras informações para a tomada de decisão dentro da organização. Por estarem apoiados em técnicas científicas, seus resultados são confiáveis. Calado e Montgomery (2003) afirmam que, através do projeto de experimentos, os pesquisadores podem determinar as variáveis que exercem maiores influências no desempenho de um determinado processo, tendo como resultado: (a) redução da variação do processo e melhor concordância entre os valores nominais obtidos e os valores pretendidos; (b)

redução do tempo de processo; (c) redução do custo operacional; e (d) melhoria no rendimento do processo.

Dessa forma, conclui-se que a utilização de Projeto de Experimentos permite, a um custo relativamente baixo, identificar quais são os fatores que influenciam o produto ou processo que está sendo estudado e de que forma esse produto ou processo pode ser melhorado. Paralelamente, permite avaliar se as características especificadas para o produto ou processo estão sendo atendidas (MONTGOMERY, 2001).

Também é de fundamental importância a ordem em que as observações são obtidas. Uma vez que se tenha decidido como controlar certas variáveis dentro de níveis especificados, sempre haverá certo número de outras variáveis que não podem ser controladas. Para equilibrar os efeitos dessas variáveis não controladas, é necessário aleatorizar a ordem das experimentações (HICKS e TURNER, 1999).

Outro conceito importante refere-se a repetições dos mesmos ensaios. Fazer um experimento com repetições é importante por dois motivos. O primeiro é que isso permite a obtenção do erro experimental. A estimativa desse erro é básica para verificar se as diferenças observadas nos dados são estatisticamente significativas. O segundo motivo refere-se ao fato que, se médias são usadas para estimar o efeito de um fator no experimento, a repetição permite a obtenção de uma estimativa mais precisa desse efeito (CALADO e MONTGOMERY, 2003).

Ao realizar um projeto de experimentos, é fundamental a identificação do erro experimental, quanto maior o número de amostras, mais precisos serão os resultados. Porém, a réplica dos experimentos está vinculada a fatores como: custos, tempo, disponibilidade de equipamentos, entre outros. Novos métodos têm sido utilizados com sucesso, baseados na expansão dos valores dos parâmetros do problema, o que possivelmente aumenta a região de confiança (BOCK, KORKEL, KOSTINA e SCHLODER, 2006). Segundo esse autor, é importante investigar tanto a região fora dos limites especificados, como o entorno dos valores nominais.

Experimentos frequentemente envolvem vários fatores. Normalmente, um objetivo da pessoa que conduz o experimento é determinar a influência que esses fatores têm na resposta de saída do sistema (Figura 10). A abordagem geral para o planejamento e condução do experimento é chamada estratégia da experimentação. Há muitas estratégias que o experimentador poderia usar. Montgomery (2001) ilustra algumas delas através de um exemplo bastante simples. No jogo de golfe, o objetivo principal do jogador, é colocar a bola em todos os 18 buracos, perfazendo assim uma rodada no campo, utilizando para isso, o menor número de

tacadas possível (escore – quanto menor, melhor). Durante um período pode-se fazer várias rodadas. Para buscar soluções que possam reduzir o escore, pode-se pensar em soluções simples.

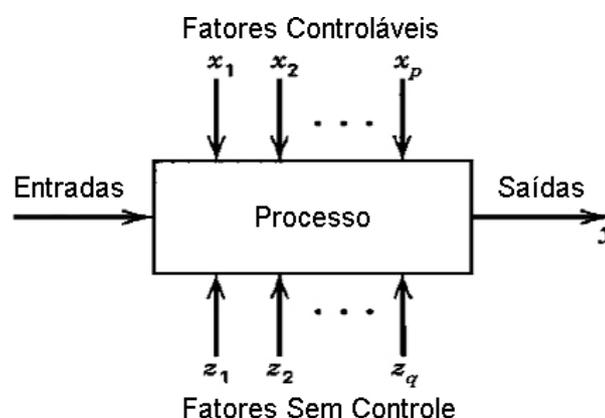


Figura 10: Modelo geral de um processo ou sistema

Fonte: Montgomery, 2001

Alguns dos fatores que podem influenciar no escore do golfe são os seguintes: (i) tipo de taco utilizado (regular ou grande); (ii) tipo de bola utilizada (balata ou três partes); (iii) meio de transporte: caminhando e carregando os tacos de golfe ou dirigindo o carro de golfe; (iv) hidratação: bebendo água ou cerveja enquanto joga. Vamos considerar como esses fatores podem ser experimentalmente testados para determinar seus efeitos no escore do golfe. Uma abordagem possível seria selecionar uma combinação arbitrária desses fatores, testá-la, e ver o que acontece. Por exemplo, a combinação escolhida poderia ser o taco maior, bola de balata, carro de golfe e água. Durante a rodada, foram observadas algumas tacadas instáveis, e o experimentador supõe que sejam devidas ao uso do taco maior. Como resultado, decide-se jogar a próxima rodada com o taco normal, mantendo os outros fatores no mesmo nível usado anteriormente. Essa abordagem poderia ser continuada quase que indefinidamente, mudando os níveis de um ou talvez dois fatores para o próximo teste, baseado no resultado do teste em andamento. Essa estratégia de experimentação, associada à suposição do experimentador, é usada com frequência na prática por engenheiros e cientistas. Muitas vezes funciona razoavelmente bem, porque os experimentadores frequentemente têm grande parte do conhecimento técnico ou teórico dos sistemas sendo estudado, e também uma experiência prática considerável. Entretanto há pelo menos duas desvantagens dessa abordagem da melhor suposição. Primeiro, suponha que a melhor suposição inicial não produz o resultado esperado. Agora o experimentador tem que tomar outra suposição sobre a melhor combinação de níveis de fatores. Isso poderia continuar por muito tempo, sem garantia de sucesso. Segundo, suponha que a melhor suposição inicial produza um resultado aceitável. Agora o experimentador é tentado a parar os testes, embora não

haja garantia de que a melhor solução tenha sido encontrada. A abordagem da melhor suposição pode acarretar em testes em excesso e dificulta a otimização. Outra estratégia para experimentação que é extensivamente usada na prática é a abordagem um fator por vez. Esse método consiste em selecionar um ponto de partida ou linha base para cada fator e, então, variar sucessivamente cada fator entre seus limites, mantendo os outros fatores constantes na linha base. Depois que todos os testes são realizados, uma série de gráficos é usualmente construída mostrando como a variável de resposta é afetada pela variação de cada fator, com todos os outros fatores mantidos constantes.

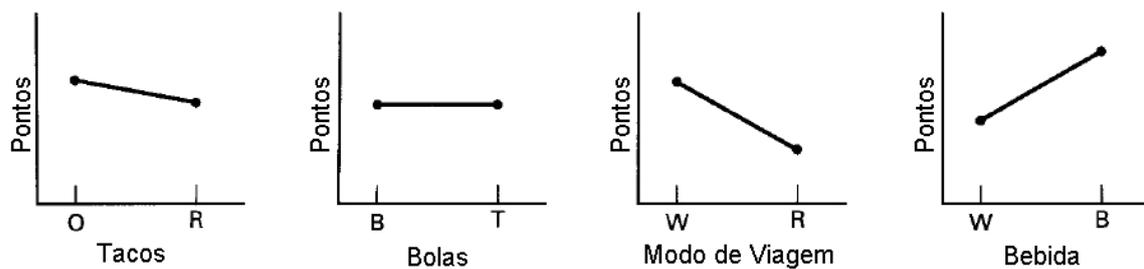


Figura 11: Resultado da estratégia de um fator por vez para o experimento do golfe

Onde: 1º graf. O – oversized (taco maior); R – regular (taco normal); 2º graf. B – balata (bola de balata); T – three piece (bola tripartida); 3º graf. W – walking (caminhando); R – riding (indo de carro); 4º graf. W – water (água); B – beer (cerveja).

Fonte: Montgomery, 2001

A Figura 11 apresenta um conjunto desses gráficos para o experimento do golfe, mostrando os resultados possíveis. A interpretação desses gráficos é direta; por exemplo, como a declividade da curva do modo de deslocamento pelo campo é negativa, conclui-se que ir de carro de golfe melhora o escore. Usando esses gráficos um fator por vez, a combinação ótima seria selecionada como sendo taco normal, indo de carro e bebendo água. O tipo de bola de golfe usada parece não ter importância. A maior desvantagem da estratégia de um fator por vez é que ela falha na consideração de qualquer interação entre os fatores. Ainda segundo Montgomery (2001), uma interação é a falha de um fator em produzir o mesmo efeito na resposta com diferentes níveis de outro fator.

A Figura 12 mostra uma possível interação entre os fatores tipo de taco e bebida para o experimento do golfe. Observe que se tivesse sido utilizado o taco normal, o tipo de bebida consumida virtualmente não teria nenhum efeito no escore, mas se fosse usado o taco grande, resultados melhores seriam obtidos bebendo-se água ao invés de cerveja. Interações entre fatores são muito comuns e, se ocorrerem, a estratégia de um fator por vez pode produzir resultados imprecisos. Segundo Montgomery (2001), alguns indivíduos realmente pensam que a estratégia de um fator por vez está relacionada com o método científico ou com as boas práticas de engenharia.

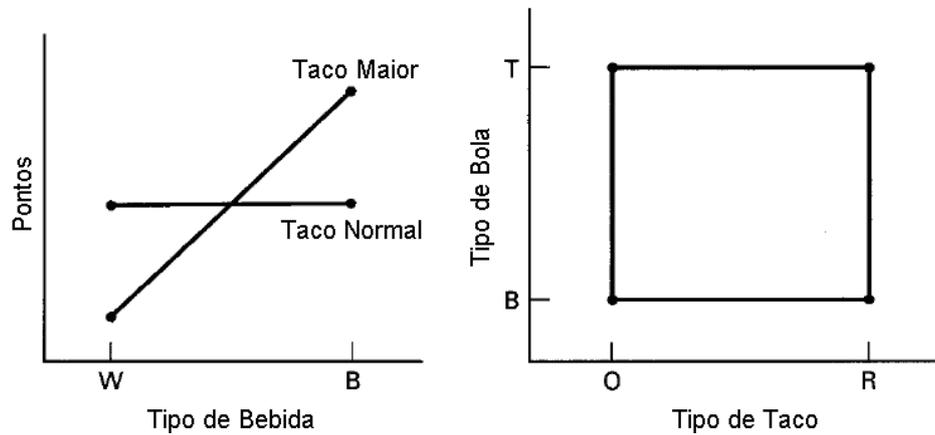


Figura 12: Esq. Interação entre o tipo de taco e tipo de bebida; Dir. Experimento fatorial de dois fatores envolvendo o tipo de taco e tipo de bola.

Fonte: Montgomery, 2001

Para Ribeiro (2007) a Metodologia de Superfície de Resposta (MSR) é adequada para experimentos em que se busque a otimização de produtos ou processos, através do mapeamento de regiões. Dentro dessa metodologia, o Projeto Composto de Segunda Ordem (PCSO) tem inúmeras vantagens. É a soma de um projeto fatorial 2^k , mais uma estrela, mais pontos centrais. Daí o nome projeto composto. Permite a estimativa de termos lineares, interações e efeitos quadráticos puros. Também permite repetições do ponto central, o que aumenta os graus de liberdade do termo de erro, o que conduz a uma avaliação mais precisa da variância experimental (Figura 13).

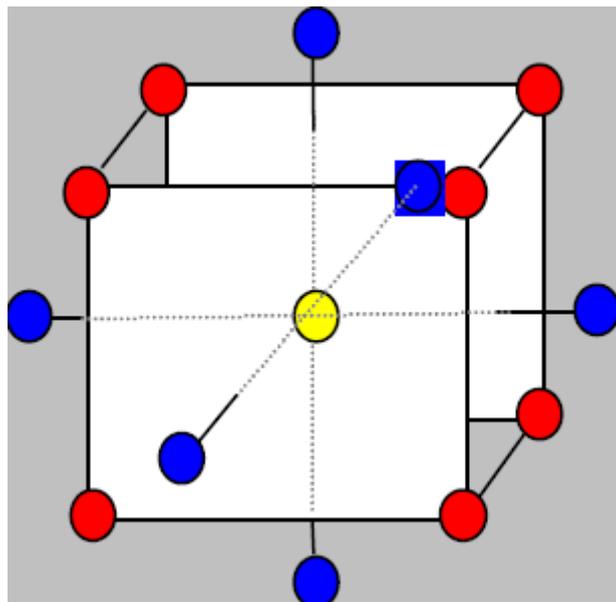


Figura 13: PCSO de um experimento de três fatores

Fonte: Ribeiro, 2007

2.3. Confiabilidade

A confiabilidade é conceituada como a probabilidade de um sistema, operando sob condições ambientais estabelecidas, apresentar um desempenho desejado (sem falhas) ao longo de um intervalo de tempo especificado (PIAZZA, 2000). Segundo Neubeck (2004), é a probabilidade de um dispositivo realizar sua finalidade adequadamente pelo período de tempo pretendido, sob condições especificadas.

Dhillon (1999) afirma que existem muitos fatores que levam a considerar a confiabilidade no projeto de produtos, incluindo a complexidade dos mesmos, inserção de cláusulas referentes à confiabilidade nas especificações de projeto, concorrência, atenção com a efetividade dos custos, demandas do público, e falhas anteriores no sistema. Com respeito à efetividade dos custos, muitos estudos indicam que a mais efetiva forma de contribuir-se com o lucro é o trabalho conjunto de profissionais de confiabilidade e engenheiros projetistas. De fato, o mesmo autor indica que, de acordo com alguns especialistas, se custasse \$ 1 para corrigir um problema de projeto antes da liberação inicial de desenhos, o custo subiria para \$ 10 após a liberação final, \$ 100 no estágio de protótipo, \$ 1.000 no estágio de pré-produção e \$ 10.000 no estágio de produção.

Entretanto, vários estudos revelam que os problemas relacionados com o projeto são geralmente as maiores causas para falhas do produto. Por exemplo, um estudo realizado pela marinha americana, referente a causas de falhas em equipamentos eletrônicos, atribuiu 43% das falhas ao projeto, 30% à operação e manutenção, 20% à manufatura e 7% a fatores diversos (DHILLON, 1999).

Ainda segundo Dhillon (1999), a confiabilidade no projeto, de uma forma abrangente, é determinada pelas análises de confiabilidade realizadas durante o projeto do produto. Essas análises incluem: estabelecer a definição dos requisitos de confiabilidade, usando normas/guias/*check lists* de projeto de confiabilidade. Faz-se necessário a alocação, predição, modelagem, e monitoramento das atividades de subcontratados/fornecedores que impactem na confiabilidade. Isso pode ser feito realizando análises de modos e efeitos de falhas, monitorando as melhorias na confiabilidade, verificando a confiabilidade de componentes auxiliares, proteção da tensão ambiental, preparação de lista de itens críticos, e realizando análise de tolerâncias de partes e de conjuntos.

Levin e Kalal (2003) faz uma comparação da Confiabilidade com a Qualidade. Ele indica que a Qualidade é a conformidade com as especificações, enquanto que a Confiabilidade é a conformidade com as especificações através do tempo.

Nos anos 70, a garantia típica de um automóvel era por 12 meses ou 12.000 milhas. Em 1997, os fabricantes de automóveis estavam oferecendo 3 anos de garantia ou 36.000 milhas de pára-choque a pára-choque. Três anos mais tarde, os mesmos fabricantes de automóveis estavam oferecendo 7 anos de garantia ou 100.000 milhas. A Jaguar está agora anunciando garantia de 7 anos ou 100.000 milhas para seus veículos usados. A BMW respondeu com um programa similar. A razão pela qual esses fabricantes podem oferecer períodos de garantia mais longos é porque eles conhecem as causas e como seus veículos estão falhando e podem, assim, produzir veículos mais confiáveis. Empresas que implementam confiabilidade em seus processos vêm seus gastos com garantias serem reduzidos a décima parte (LEVIN e KALAL, 2003).

Através dos anos, tem-se buscado fabricar produtos de maior qualidade, pois resultam em margens de lucro maiores. Os consumidores fazem suas decisões de compra baseados na sua percepção de quais produtos tem melhor qualidade, quando comparados com produtos de mesmo preço aproximado. Cada vez mais os consumidores estão tomando as suas decisões baseados não apenas em preço e qualidade, mas também na confiabilidade percebida no produto (LEVIN e KALAL, 2003). Os consumidores tomam suas decisões de compra com base em qual produto oferece o melhor valor. O mesmo autor indica que o valor do produto pode ser definido como:

$$\text{Valor do Produto} = \frac{\text{Valor Percebido pelo Consumidor}}{\text{Preço}} \quad (\text{eq. 16})$$

De acordo com essa equação, o valor percebido pelo consumidor está relacionado com a qualidade e a confiabilidade. Produtos mais confiáveis geralmente têm menores custos de produção. A razão para isso é o resultado de muitos fatores que contribuem para a redução do custo do produto e do ciclo de desenvolvimento do produto. Ainda segundo Levin e Kalal (2003), produtos confiáveis geralmente têm: (i) maior taxa de aprovação direta nos testes; (ii) redução de perdas de materiais; (iii) redução de retrabalhos no produto; (iv) redução de falhas em campo; (v) redução de custos com garantias e (vi) diminuição do risco de *recall*. Olhando novamente para a definição do que o consumidor considera como valor, torna-se claro que confiabilidade do produto aumenta o valor percebido e reduz o custo de produção. Este é um importante fato sobre confiabilidade que freqüentemente é mal entendido.

Quando se fala em confiabilidade, descreve-se o período de tempo sem problemas antes que o produto falhe. Falha é qualquer momento em que o produto não funcione conforme o especificado quando o produto ou serviço é necessário (LEVIN e KALAL, 2003). Existem alguns níveis de falha, por exemplo, o controle remoto de um televisor que permite a troca de canais pelo uso do teclado, mas não pelo controle *up-and-down*. A camisa nova que logo perde um botão e fica fora de uso no armário. Esses são alguns problemas que sempre lembram o

consumidor de sua insatisfação. Essas não são falhas completas, mas os efeitos que elas têm nas compras futuras são os mesmos. Um automóvel que para no meio de uma auto-estrada ou um pára-quadras que não abre são falhas muito mais severas. A lista é interminável, o nível da falha pode variar, mas os efeitos negativos nos negócios são os mesmos. Um cliente insatisfeito resulta em perda da repetição nos negócios (LEVIN e KALAL, 2003).

Um sistema reparável é aquele que pode ser restaurado por qualquer ação para operação satisfatória, inclusive trocas de peças ou mudanças em regulagens ajustáveis. Quando se discute a taxa na qual as falhas ocorrem durante o período de operação do sistema (e são então reparadas), define-se então a taxa de ocorrência de falhas (*Rate of Occurrence of Failure - ROCF*), ou taxa de reparos (NIST / SEMATECH, 2006).

O termo mais comum usado para traduzir a confiabilidade do produto é o Tempo Médio Entre Falhas – *Mean Time Between Failures* (MTBF). Este termo mede a taxa de falha do produto durante a sua vida normal. Há outros meios de descrever a taxa de falha de um produto: (i) *Mean Time Between Repair* (MTBR); (ii) *Mean Time Between Maintenance* (MTBM); (iii) *Mean Time To Failure* (MTTF) (LEVIN, 2003).

MTBF, para um sistema ou classe de sistemas, é o tempo médio entre uma falha do sistema e a próxima falha do sistema. Esse tempo médio exclui o tempo gasto aguardando o reparo, o tempo gasto durante o reparo, o tempo gasto na requalificação, e assim por diante; se pretende medir somente o tempo em que o sistema está disponível e operando (NIST / SEMATECH, 2006).

Para Nelson (1983), sistemas reparáveis precisam ser projetados para manutenção fácil e rápida. A manutenção estatística lida com distribuições e análises de dados de tempo para o reparo.

Por outro lado, segundo Neubeck (2004), pode-se medir o desempenho da confiabilidade rastreando os diferentes tipos de falhas e o número de falhas durante o serviço em campo ou taxa de falha. Adicionalmente, tendo-se uma unidade básica de medida para a confiabilidade, pode-se determinar o número de peças de reposição que serão necessárias para manter suficiente suporte para o projeto de um produto durante a vida do programa. A taxa de falha é a unidade fundamental usada no campo da engenharia da confiabilidade. Por exemplo, pode-se observar um número de falhas contra as horas de operação ou ciclos de um item durante testes ou serviço em campo. Isso pode ser expresso matematicamente como:

$$\lambda = \frac{K}{T} \quad (\text{eq. 17})$$

Onde λ é a taxa de falha, K é o número de falhas e T é o tempo operacional total. A taxa de falha pode ser expressa em termos de falhas por hora. Como essa taxa de falha pode ser pequena para muitos produtos, algumas organizações profissionais usam a convenção de expressar λ em termos de falhas por milhão de horas, ou em notação científica 10^6 horas. Também a taxa de falhas pode ser expressa em termos de número de ciclos operacionais, ou o número de transações no lugar de tempo operacional. Um fato muito importante a ser observado é que o cálculo da taxa de falha representa um valor médio. Para produtos e equipamentos que apresentam uma taxa de falha constante, o Tempo Médio Entre Falhas (MTBF) é recíproco em relação à taxa de falha. Matematicamente:

$$MTBF = \frac{T}{K} \quad (\text{eq. 18})$$

Ou seja,

$$MTBF = \frac{1}{\lambda} \quad (\text{eq. 19})$$

Como a taxa de falha, o MTBF também é um valor médio (NEUBECK, 2004).

2.3.1. Testes de confiabilidade

Conforme Levin e Kalal (2003), o processo de verificar que o projeto atende às especificações é chamado de teste de verificação de projeto – *Design Verification Test* (DVT). Nesse ponto, o projeto é considerado completo e pronto para a produção. Realizando testes de confiabilidade nas primeiras unidades de engenharia que sejam funcionais, os problemas são identificados e corrigidos ainda no início do ciclo de desenvolvimento. O resultado final é um encurtamento do tempo-para-o-mercado e ser aprovado no DVT na primeira vez. Na abordagem tradicional, produtos são manufaturados e enviados ao cliente. No primeiro ou segundo ano de produção, há um acúmulo de falhas em campo que consomem dinheiro de garantias e frequentemente geram clientes insatisfeitos. Então são formadas equipes que são dedicadas a investigar as falhas de campo, determinando suas causas raiz e desenvolvendo ações corretivas. Isso é seguido por uma interminável corrente de ordens de alteração de engenharia – *Engineering Change Orders* (ECOs). Os problemas de projeto podem tomar anos para serem resolvidos e atrasam o alcance de maturidade pelo produto (Figura 14). Esse longo atraso terá seus efeitos na lucratividade e satisfação dos clientes.

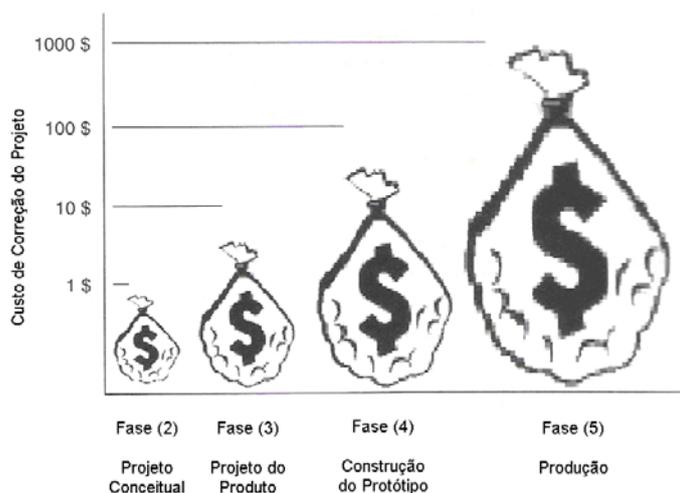


Figura 14: Custos de correção do projeto

Fonte: Teradyne, Inc.

Como a confiabilidade é uma probabilidade, para ser quantificada, precisa de dados. Esses dados são resultados de testes de vida. Assim, para conhecer a confiabilidade de um produto, é necessária a realização de testes que simulem as tensões ou esforços a que o produto estará sujeito durante a sua vida útil.

Observa-se que muitas companhias não têm um programa de confiabilidade estabelecido. Para Levin e Kalal (2003), elas consideram seus programas da qualidade suficientes para alcançar a confiabilidade do produto. Essas companhias utilizam uma abordagem tradicional para o desenvolvimento de produtos. Ou seja, os produtos são projetados com verificações e comparações no local, como revisões de projeto. A revisão de projeto verifica se o projeto está completo. Ela verifica, por exemplo, que a lista de materiais necessária para a construção do projeto está completa e no formato padrão. A revisão de projeto tipicamente verifica se o projeto está completo através de atividades simultâneas envolvendo todos os grupos funcionais para revisarem o pacote de documentação. Exemplos de algumas áreas cobertas pela revisão de projeto:

Engenharia: (i) esquemas; (ii) diagramas de blocos; (iii) teoria de operação; (iv) esboço dos desenhos; (v) descrições de entradas e saídas; (vi) projeto térmico; (vii) coeficientes de segurança (*derating*); (viii) descrições de acionamento;

Manufatura: (i) referências do projeto para a manufatura – *Design For Manufacturing* (DFM); (ii) referências para fabricação; (iii) lista de materiais – *Bill Of Materials* (BOM); (iv) desenhos de montagem; (v) instruções de montagem; (vi) custo de manufatura;

Testes: (i) referências do projeto para testes – *Design For Testing* (DFT); (ii) custo do DFT; (iii) instalações e software de testes; (iv) fixações;

Fornecedor: (i) fornecedores aprovados; (ii) custos de materiais; (iii) prazos de entrega; (iv) fontes alternativas.

A lista de itens coberta em uma revisão de projeto pode ser extensa. Muitas companhias também usam alguma forma de melhoria contínua para melhorar o fluxo do processo de revisão de projeto. O único componente tipicamente deixado fora das revisões de projeto é a confiabilidade, especialmente a informação de confiabilidade vinda do campo. Revisões de projeto podem abranger alguns problemas de confiabilidade, mas esses geralmente são baseados em lições aprendidas. Tópicos como *derating*, DFM e DFT melhoram a confiabilidade do produto e são, às vezes, cobertas pelas revisões de projeto. Entretanto, na opinião de Levin e Kalal (2003), a confiabilidade deve ter maior parte no processo de revisão do projeto.

Euthymiou (2002) realizou testes de durabilidade com válvulas gaveta acionadas por atuador, usando um sistema de testes cíclicos, submetendo as válvulas à pressão. Os testes visavam à homologação dos produtos, entretanto foram encontrados problemas ou falhas em 25% das unidades testadas, resultando em revisões de desenho e melhorias em um estágio inicial. Observou-se que a taxa de falha permaneceu aproximadamente constante até 5000 ciclos de operação. Nesse intervalo, os componentes apresentaram pequeno desgaste, o qual ocorria de forma mais substancial apenas após 5000 ciclos. Considerou-se que, em um projeto maduro e sem desgastes anormais, a taxa de falhas é constante, o que o levou ao uso da distribuição exponencial. Os resultados de confiabilidade conforme o número de ciclos previstos em uso real e o número de ciclos ensaiados foram:

$$R_{(uso=80\text{ ciclos})}^{(MTBF:3700\text{ ciclos})} \geq e^{-\frac{80}{3700}} \Rightarrow R_{(uso=80\text{ ciclos})}^{(MTBF:3700)} \geq 97,8\%$$

$$R_{(uso=80\text{ ciclos})}^{(MTBF:1000\text{ ciclos})} \geq e^{-\frac{80}{1000}} \Rightarrow R_{(uso=80\text{ ciclos})}^{(MTBF:1000)} \geq 92,3\%$$

$$R_{(uso=240\text{ ciclos})}^{(MTBF:1000\text{ ciclos})} \geq e^{-\frac{240}{1000}} \Rightarrow R_{(uso=240\text{ ciclos})}^{(MTBF:1000)} \geq 78,7\%$$

Muitos produtos de responsabilidade precisam passar por alguns testes formais de confiabilidade requeridos pelo fabricante que deseja alcançar um determinado nível de confiabilidade, ou mesmo testes especificados pelo cliente. O objetivo de realizar testes de confiabilidade é sujeitar unidades de um projeto a testes de durabilidade, simulando as condições de campo. Para Neubeck (2004), os testes de confiabilidade que são conduzidos em laboratórios podem envolver componentes ambientais como ciclo térmico e ciclo de pressão. Para a realização dos testes de confiabilidade com ciclagem de temperatura, é necessário o uso de câmaras térmicas. Muitas câmaras térmicas requerem compressores de refrigeração para levar a

câmara a baixas temperaturas e, para temperaturas extremamente baixas (-40°C e abaixo), pode ser necessário o uso de nitrogênio líquido. Câmaras térmicas têm controladores programáveis que podem levar a temperatura a cada patamar ou rampa do perfil térmico desejado. Gravadores ou sistemas de aquisição de dados são acoplados e usados para rastrear o real perfil das temperaturas alcançadas. A parte dos testes cíclicos nos testes de confiabilidade força a unidade em teste a, no mínimo, dois extremos de temperaturas. Adicionalmente à necessidade de câmaras térmicas, para testes de confiabilidade com válvulas industriais, também é necessário equipamento para prover pressão. Esse equipamento pode ser basicamente composto por uma bomba hidropneumática, cujo fluido a ser pressurizado pode ser água ou óleo, por exemplo. Se os testes exigirem gás como fluido, então serão necessários cilindros de gás pressurizados ou sistemas de compressão de gás (*boosters*). Em condições de temperatura e pressão pré-estabelecidas, testes funcionais devem ser efetivados para detectar eventuais falhas tão logo elas ocorram. Também é importante observar que os testes de pressão utilizando como fluidos de testes líquidos ou gases produzem resultados distintos. Ainda segundo Neubeck (2004), geralmente há controles manuais no equipamento de testes que permite exercitar algumas funções do produto e também um seqüenciador automático para testar as principais funções da unidade.

Baseando-se nos estudos de Euthymiou (2002), foi elaborada a norma ABNT NBR 15827 (2007), que especifica a confiabilidade esperada para válvulas industriais, para uma estimativa de uso de 20 anos e limites no número de ciclos de acionamento durante esse período de tempo (Figura 15).

Como se pode depreender da Figura 15, para cada faixa de diâmetro nominal, existe um número de ciclos esperado antes que ocorra o que a norma considera uma falha (Tabela 1).

Assim, tem-se um valor de referência para o MTBF de válvulas industriais, que vem dessa norma. Para válvulas novas, a ISO 5208 (1993) estabelece os critérios de vazamento admissíveis. Os critérios de vedação para válvulas são dados pelas taxas de vazamentos A, B, C e D. A taxa A é utilizada para válvulas novas com vedações poliméricas, e o critério de aceitação para essa taxa é “nenhum vazamento visível durante o ensaio”. As demais taxas de vazamento B, C e D, são progressivamente mais brandas admitindo respectivamente maiores vazamentos. De acordo com essa norma, os testes de sedes de válvulas são feitos normalmente em duas pressões. Alta pressão, onde o fluido de teste é normalmente água, e a pressão de teste é de $1,1 \times \text{PMT}$ (Pressão Máxima de Trabalho). Pressão baixa, onde o fluido de teste é normalmente ar comprimido, e a pressão de teste é de 6 bar. A norma fornece valores de vazamentos admissíveis para testes feitos com água e com gás.

Diâmetro nominal DN (NPS)	Estimativa de uso para 20 anos		Ciclagem nos ensaios de protótipo				Ensaio de vedação	Desempenho (Assinatura)	Número de ciclos aplicados com TMO
	Número de ciclos		Quantidade de protótipos e número de ciclos			Confiabilidade (em 10 anos de vida útil)			
	Mínimo	Máximo	Mínimo de protótipos	Ciclo mínimo por protótipo	Total de ciclos				
15 a 40 (½ a 1 ½)	500	5 000	5	1 000	10 000	98 %	Ver Tabela 8	Realizar em cada parada da ciclagem seis "assinaturas" em baixa pressão e seis "assinaturas" em alta pressão. No início e no final da ciclagem, colher seis "assinaturas" também em média pressão	50
50 a 150 (2 a 6)	100	200	2	500	2 000	98 %			50
200 a 300 (8 a 12)	50	100	1	250	1 000	98 %			30
350 a 600 (14 a 24)	50	100	1	250	500	95 %			20
> 600 (>24)	50	100	1	250	500	95 %			10

Paradas durante ensaios cíclicos: ciclos onde ocorrem os ensaios de vedação e de assinatura são: 0, 50, 100, 200, 500, 1 000, 1 500, 2 000, 2 500, 3 000, 4 000 e 5 000.

As assinaturas realizadas em alta pressão podem ser deduzidas do número de ciclos previstos.

Para válvulas de retenção não se aplica o levantamento de assinaturas de torque.

Para válvulas-globo, os valores desta Tabela e do primeiro parágrafo acima devem ser reduzidos à metade e os valores da Tabela 8 devem permanecer inalterados.

Para válvulas-esfera os ensaios de torque sob TMO devem ser realizados no início e no final da ciclagem, utilizando dispositivo capaz de prover o travamento ao giro da esfera sem danificar as áreas de vedação; este dispositivo deve ser instalado através da passagem da válvula, ou seja, atravessando o furo da esfera e proporcionando torque de reação na esfera sem tocar nas sedes, de forma a não comprometer sua funcionalidade.

A quantidade de protótipos para o ensaio de qualificação pode ser executado em mais de um protótipo.

Ao término da ciclagem de cada protótipo, o protótipo deve ser submetido à inspeção, conforme 7.2.10.

O mesmo protótipo pode ser reutilizado, desde que seus componentes não apresentem deformações permanentes (dimensional e visual) e atendam 100 % às condições originais do projeto (estado = novo).

Devem ser utilizados os seguintes critérios de reaproveitamento de componentes nos protótipos:

- para os protótipos de válvulas de DN 15 a 40 (NPS ½ a 1 ½), não é aceitável o reaproveitamento total ou parcial de componentes ou internos, as válvulas-protótipo devem ser integralmente substituídas;
- para os demais diâmetros, é aceitável o reaproveitamento parcial de componentes, tais como: corpo, haste etc., desde que não tenham sofrido desgaste, não apresentem riscos e estejam em conformidade com o projeto original;
- componentes que devem necessariamente ser substituídos: vedações estáticas e dinâmicas, engaxetamentos, buchas/guias, mancais e quaisquer outros componentes sujeitos a desgastes.

Figura 15: Número de ciclos de teste e confiabilidade associada

Fonte: ABNT NBR 15827 (2007)

Diâmetro nominal da válvula	Nº de ciclos médio a ser testado
½" a 1 ½"	2000
2" a 6"	1000
8" a 12"	1000
14" a 24"	500
> 24"	500

Tabela 1: Número de ciclos de teste

Fonte: modificado de ABNT NBR 15827 (2007)

Como se pode observar na Tabela 2, a Taxa A não admite qualquer tipo de vazamento. Para válvulas novas com vedações poliméricas, as normas de construção de válvulas geralmente especificam a Taxa A.

Vazamento durante o ensaio de estanqueidade do obturador ^{1) 2)}			
Taxa A	Taxa B	Taxa C	Taxa D
Nenhum vazamento visível durante o ensaio.	0,01 mm ³ /s x DN quando ensaiado com líquido	0,03 mm ³ /s x DN quando ensaiado com líquido	0,1 mm ³ /s x DN quando ensaiado com líquido
	0,3 N ³ -mm ³ /s x DN quando ensaiado com gás	3 N ³ -mm ³ /s x DN quando ensaiado com gás	30N ³ -mm ³ /s x DN quando ensaiado com gás

¹⁾ O vazamento no ensaio de estanqueidade do obturador a ser usada para cada válvula deve estar em conformidade com o especificado na norma da válvula.

²⁾ Essas taxas de vazamento aplicam-se somente quando houver descarga para a atmosfera.

³⁾ N = condições de ensaio padrão.

Tabela 2: Vazamentos permissíveis

Fonte: ISO 5208 (1993)

Porém, para testes de confiabilidade com válvulas de esfera com sedes resilientes (poliméricas), como proposto na norma ABNT NBR 15827 (2007), é admitida uma pequena taxa de vazamento a partir dos 500 ciclos, sem que isso seja considerado uma “falha” (Figura 16).

Número de ciclos (n)	Tipos de sedes e válvulas				
	Metal x metal				Resiliente ou com inserto resiliente
	Esfera	Gaveta		Globo, retenção	
		Vedação	Contravedação ^a		Esfera, borboleta, retenção
0 < n ≤ 50	1/2 x Taxa C	Taxa B	1/2 x Taxa C	1/2 x Taxa C	Taxa A
50 < n ≤ 200	2 x Taxa C	1/2 x Taxa C	Taxa C	2 x Taxa C	Taxa A
200 < n ≤ 500	Taxa D	Taxa C	Taxa C	Taxa D	Taxa A
500 < n ≤ 1 000	2 x Taxa D	2 x Taxa D	Taxa D	2 x Taxa D	Taxa B
1 000 < n ≤ 2 000	4 x Taxa D	Taxa D	Taxa E	4 x Taxa D	2 x Taxa B
2 000 < n ≤ 5 000	Taxa E	Taxa E	Taxa F	Taxa E	Taxa C
Ensaio de temperatura	5 x Taxa D	Taxa C	Taxa C	Taxa D	Taxa A

Quando for realizado ensaio simultâneo em duas sedes, tal como o duplo bloqueio e dreno (*double block and bleed* - DBB) em uma válvula-esfera, a taxa de vazamento aceitável deve ser o dobro da indicada nesta Tabela.

^a Onde existir contravedação ou sistema metálico de vedação da haste, a taxa de vazamento aceitável, neste sistema de contravedação, é calculada com base no diâmetro nominal da haste, medido na região do engastamento principal.

Figura 16: Taxas de vazamentos permissíveis

Fonte: ABNT NBR 15827 (2007)

Conforme Neubeck (2004), depois que os testes de confiabilidade são feitos em novos projetos, alguns tipos de testes são geralmente requeridos em unidades de produção para assegurar a qualidade e confiabilidade dessas unidades. Muitas unidades são submetidas a testes de teste de tensão ambiental – *Environmental Stress Screening* (ESS), comumente chamados testes de *burn-in*. Estes testes variam dependendo do tipo de equipamento e do tipo de ambiente de campo que o produto enfrentará. Testes ESS para equipamentos estacionários como válvulas industriais podem envolver simplesmente pressurização bidirecional alternada, realizar alguns ciclos com diferencial de pressão, alternativamente colocando o produto em extremos de temperatura e realizando testes de estanqueidade.

2.3.2. Ensaio acelerados

Com os componentes mais confiáveis que operam hoje em dia, fica difícil obter um razoável montante de dados de testes, quando as tensões se aproximam das condições normais de uso. Ao invés disso, é preciso forçar os componentes a falharem, testando-os em condições muito mais severas do que as da aplicação pretendida (TOBIAS e TRINDADE, 1995).

Segundo Levin e Kalal (2003), os testes acelerados são realizados porque não é prático tomar um produto projetado para dez anos de vida útil e então testá-lo por dez anos para verificar se ele atende às especificações. Os testes acelerados comprimem o tempo necessário para a falha ocorrer. Os resultados dos testes acelerados são utilizados para verificar se o produto ou dispositivo sobreviverá na sua vida em serviço projetada.

Para Ribeiro (2007), os testes acelerados trazem uma série de vantagens para os estudos de confiabilidade. Estes testes permitem obter dados em um tempo relativamente curto. Essa ferramenta reduz o tempo de desenvolvimento de um produto ou reduz o tempo de verificação de um lote, implicando diretamente na redução de custos dos ensaios. A condição necessária e suficiente para a validade dos testes acelerados é que o modo de falha em condições aceleradas deve ser o mesmo que em condições normais de operação.

Levin e Kalal (2003) explica que os ensaios acelerados expõem a unidade a um ambiente de sobrecargas acima do qual ela normalmente estaria sujeita, de forma a encurtar o período de tempo requerido para fazê-la falhar. Esse tipo de teste de sobrecarga rapidamente apressa a ocorrência de falhas pela compressão do tempo necessário. As falhas resultam de fadiga, desgaste ou degradação devido aos níveis de sobrecarga exagerados (Figura 17).

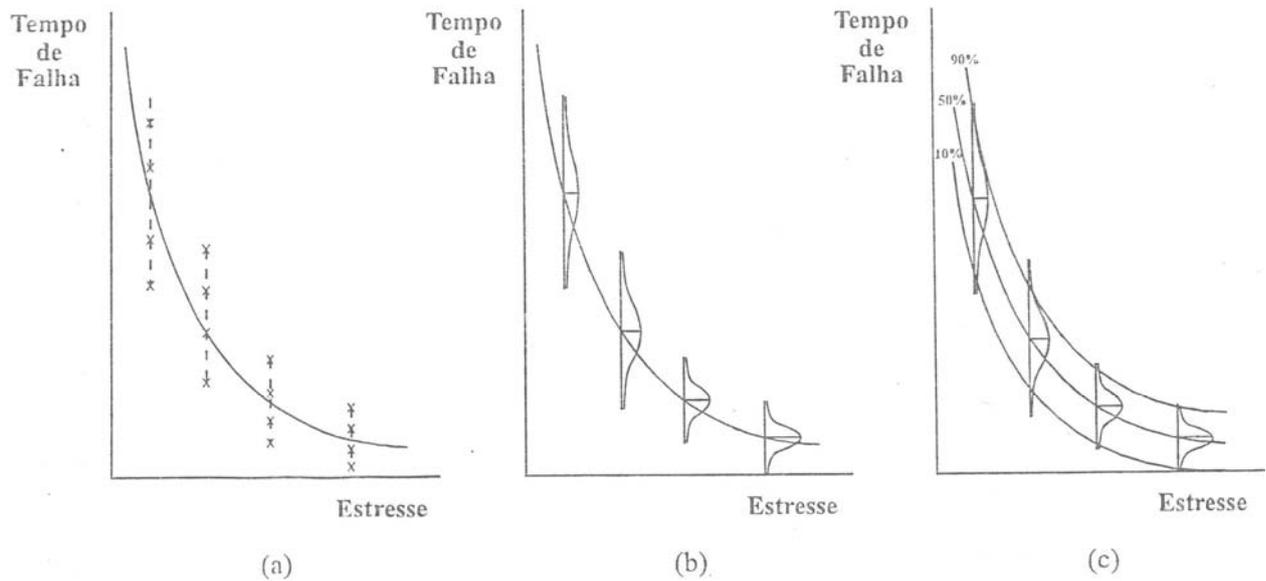


Figura 17: Tempo de falha em função do estresse

Fonte: Borges (1996)

Há duas formas de aceleração (RIBEIRO, 2007): (a) aumentar o tempo/freqüência de utilização; (b) aumentar a sobrecarga de trabalho.

Elsayed (1996) dá exemplo do teste de lâmpadas, onde o tempo de utilização diário é de seis horas, em média. Para que o tempo até a falha seja acelerado, o período de teste de um ano pode ser comprimido para três meses com as lâmpadas sendo testadas vinte e quatro horas por dia.

De acordo com Tobias e Trindade (1995), nos testes acelerados, os componentes falham da mesma forma, porém “as coisas acontecem rapidamente”. Por exemplo, se a falha por corrosão ocorre após um tempo de exposição a temperaturas e umidades típicas de uso, o mesmo tipo de corrosão ocorrerá muito mais rapidamente em uma câmara úmida de laboratório em temperatura elevada.

O processo do teste é fácil de ser conceituado. Matematicamente ou empiricamente, um fator de aceleração (taxa de aceleração) é determinado entre o teste de vida acelerada realizado e o ambiente de utilização pretendido. Com dois conjuntos de testes, com valores de sobrecarga diferentes, é possível determinar o modelo seguido pela forma de aceleração empregada, desde que não haja mudança no modo de falha. Com o modelo, é possível determinar a vida útil sob condições normais. A diferença de vida entre os testes acelerados e a vida pretendida é a taxa de aceleração do teste (LEVIN e KALAL, 2003).

No caso de válvulas, como a freqüência de operação em campo geralmente é muito baixa, pode-se conseguir fatores de aceleração elevados simplesmente aumentando a freqüência

de utilização (em ensaios de laboratório). Acelerações do tipo (b), envolvendo sobrecarga, também podem ser utilizadas. Para isso, é necessário utilizar incrementos de pressão, ou de temperatura, ou de coeficiente de atrito, ou qualquer combinação desses. No caso da aceleração por aumento de pressão, não se pode ultrapassar o limite de pressão da Classe de pressão da válvula, devido às características de resistência do corpo da válvula. Assim, testes acelerados baseados no aumento de pressão, têm utilização prática limitada. Já no caso da utilização da temperatura como fator de aceleração de testes, não há essa limitação, uma vez que os materiais das válvulas têm comportamento estável em uma ampla faixa de temperaturas. Por fim, fatores tribológicos associados à utilização de fluidos de testes que proporcionam maior força de atrito entre as partes, também causam aceleração nos testes. Por exemplo, caso utilize-se como fluido de testes um óleo lubrificante, estima-se uma vida útil mais longa do que se o fluido fosse um gás seco (SKOUSEN, 2004).

Para Levin e Kalal (2003), podem-se acelerar os testes, por exemplo, através da frequência de utilização, temperatura, umidade, pressão, vibração, choque mecânico ou voltagem. Esses fatores podem ser usados sozinhos ou em conjunto. Pode-se ainda aplicar diversos níveis de sobrecarga em cada um. Porém é preciso ter em mente que, se ao testarmos um componente, aplicarmos tanta temperatura que derreta a caixa plástica, então não foi acelerado o tempo até a falha, mas atingiu-se o limite físico do componente. Essa informação não é adequada para determinar a vida útil do componente.

Uma das últimas tendências para testes de confiabilidade é o teste de vida altamente acelerado – *Highly Accelerated Life Test* ou *HALT* (NEUBECK, 2004).

Usualmente, a câmara HALT tem a possibilidade de aplicar simultaneamente duas sobrecargas ambientais ao produto, pressão e temperatura, por exemplo. Entretanto essas não são as únicas sobrecargas que podem ser aplicadas para acelerar a falha do produto. Exemplos de sobrecargas que podem ser aplicadas são: (i) perfil de pressão; (ii) perfil de voltagem; (iii) perfil de acionamentos energizados; (iv) alternância de sentido de operação; (v) perfil de vibração; (vi) perfil de temperatura. A decisão de quais sobrecargas aplicar é baseada na experiência e nas possibilidades práticas. A importância dos testes HALT está na execução das sobrecargas combinadas. Muitas vezes a combinação de sobrecargas provoca mais falhas do que a soma das falhas encontradas aplicando-se as sobrecargas isoladamente. Geralmente isso ocorre quando há interação entre essas sobrecargas. Assim se consegue acelerar um grande número de falhas de campo em um período relativamente pequeno. (LEVIN, 2003).

2.3.3. Análise de degradação

Em certos casos, é possível fazer análise de confiabilidade mesmo sem a ocorrência de falhas reais. Isso ocorre quando existe um parâmetro mensurável do produto que está se degradando com o tempo em direção a um nível que é definido como sendo o “nível de falha” (TOBIAS e TRINDADE, 1995).

Segundo Grove, Dibiasio e Carbonaro (1994), a degradação de algum componente de válvula ocorre quando sua função é perdida ou degradada, de forma que o critério de performance para pelo menos uma das funções do componente não seja alcançado. O critério de performance pode ser baseado em limites especificados em normas ou nas especificações de projeto do sistema. Reconhecidamente, apenas os testes de abertura e fechamento não são suficientes para detectar degradação em válvulas. Assim, métodos de diagnosticar falhas em válvulas foram desenvolvidos. Essas técnicas monitoram muitos dos parâmetros de projeto associados às válvulas, como posição da haste da válvula, torque e força axial, desgaste de gaxetas, vazamentos pela passagem, entre outros.

Para algumas válvulas esses testes devem ser periódicos. Através do monitoramento dos vários parâmetros de operação da válvula, juntamente com o tempo de atuação, pequenas variações podem ser detectáveis, resultando em manutenção antes da válvula falhar (BENAC e PAGE, 2001).

O aumento no uso de técnicas não intrusivas na inspeção de válvulas pode aumentar a eficiência dos testes. Técnicas como testes acústicos, inspeção por ultra-som, ímãs permanentes internos e técnicas magnéticas externas de corrente contínua ou alternada, têm demonstrado sucesso na detecção de certos tipos de degradações em válvulas. Variações na assinatura da corrente elétrica do motor de acionamento ou no torque da haste também podem ser indicativos de degradação na válvula (BENAC e PAGE, 2001).

O objetivo do fabricante de válvulas é desenhar e produzir válvulas que, durante a vida em serviço do sistema de tubulação, possam manter a integridade e a função. Similarmente, a expectativa de quem compra a válvula ou usuários é adquirir e instalar uma válvula que não falhará e, ainda que a falha ocorra, que a mesma não comprometa o estado do sistema de tubulação (BENAC e PAGE, 2001).

Segundo Euthymiou (2002), a degradação da válvula devido à exposição aos ciclos de operação pode ser estimada e incorporada nos critérios de aceitação da válvula. Além disso, a comparação entre as assinaturas das pressões da válvula, coletadas durante os testes funcionais

podem mostrar visualmente e numericamente a degradação da performance durante a ciclagem da válvula, ou performance não desejada como movimentos não suaves.

Segundo Tobias e Trindade (1995), há um método gráfico e bem simples para analisar-se a degradação. Em uma folha de papel, coloque no eixo y um parâmetro mensurável do produto que se degrada com o tempo, e o eixo x sendo o tempo (Figura 18).

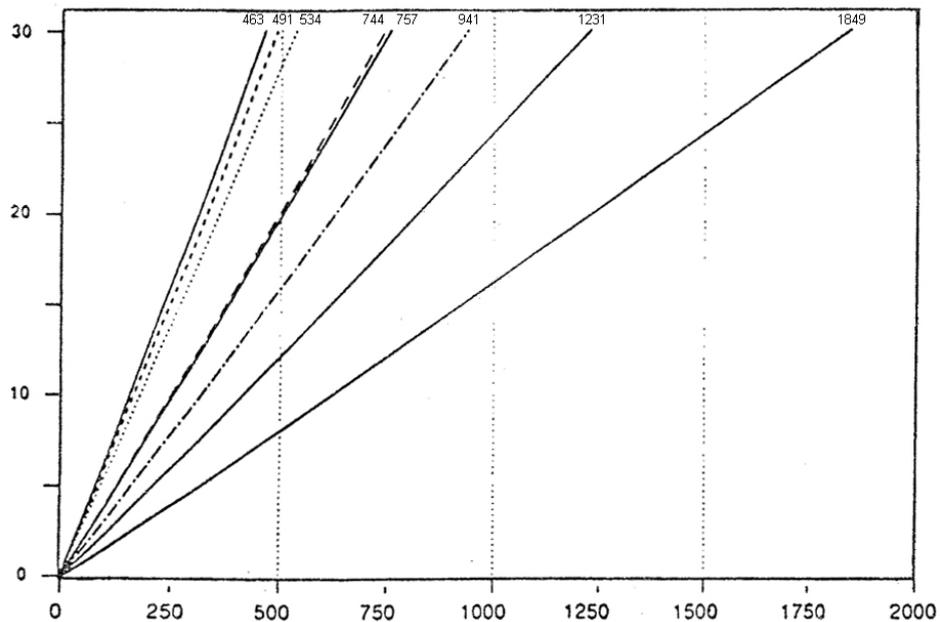


Figura 18: Tempos projetados de falhas por degradação

Fonte Tobias, 1995

Trace uma linha horizontal no valor que é definido como sendo uma falha. Coloque os dados das medições feitas com uma unidade. Esses pontos devem ir subindo numa linha aproximadamente reta. Não será uma linha perfeitamente reta devido aos erros de medição experimental, que podem ser assumidos independentes e identicamente distribuídos. Trace uma linha através dos pontos, visualmente ou por meio de um programa de regressão. Então estenda a linha até que ela cruze a linha de falha e anote o tempo correspondente. Esse valor é o tempo derivado de falha para a primeira unidade. Repita o processo para cada unidade. As linhas terão diferentes formas, devido às variações de componente a componente no formato da degradação. Essa variação se soma ao erro de medição e é a razão para a variação na vida útil em uma população. Quando essa parte da análise for completada, os tempos de falha derivados fazem surgir um conjunto de dados similares em aparência a um experimento de teste de vida onde cada unidade foi testada até a falha. Esses tempos de falha derivados podem ser usados para se estimar os parâmetros de distribuição da vida, podendo-se assim estabelecer um modelo de aceleração. Um problema com esse procedimento é que os muitos erros de medição lidos

introduzem variabilidade adicional nos dados, o que pode inflacionar a medição do parâmetro de forma da distribuição da vida. Por isso, é recomendado, adicionalmente, ter-se a medição de média e desvio padrão baseados em falhas reais em uma célula de alta sobrecarga de trabalho.

Esse modelo é aplicável quando a degradação do parâmetro ocorre de forma linear com o tempo. Entretanto, nem sempre a degradação ocorre de forma linear. Conforme Tobias e Trindade (1995), a distribuição lognormal é um modelo comum para falhas por degradação.

A utilização de ensaios de degradação fornece muitos dados, mesmo quando o número de unidades em teste é pequeno. A desvantagem de utilizar esses dados para modelar a aceleração é que eles levam à extrapolação, pois é necessário lidar com tendências de parâmetros ao invés de falhas reais. O que fazer com unidades que não apresentam uma tendência definida? E quanto àquelas que apresentam degradação e, então, parecem melhorar ou recuperar-se? Todas essas situações apresentam dificuldades conceituais e matemáticas que podem pôr dúvidas sobre a validade da análise. A recomendação de Tobias e Trindade (1995) é que se use a análise de degradação apenas quando o mecanismo de tendência for conhecido e diretamente relacionado com falhas reais. Mesmo assim, é conveniente que se tenha ao menos uma célula com sobrecarga suficiente para produzir falhas reais. Essa célula pode ser utilizada para testar a validade das projeções de vida obtidas pela modelagem da degradação e para estimar a variabilidade natural dos tempos até a falha. Pode-se também incluir células de sobrecarga que forneçam condições próximas do uso normal, contanto que o valor da tendência do parâmetro que está sendo medido fique afastado do erro de medição do instrumento. Essas são propriedades desejáveis na modelagem da degradação.

3. ESTUDO EXPERIMENTAL DO TORQUE

Nesta seção, são descritos os materiais utilizados no estudo experimental e o procedimento utilizado para a medição de torques em válvulas de esfera. A ferramenta principal empregada na condução dos estudos é o projeto de experimentos. O método adotado é composto por seis partes, a seguir descritas: (i) definição das variáveis de resposta, através da análise das características da qualidade determinadas pelo cliente, identificando variáveis de resposta a elas associadas, que possam ser medidas no processo de desenvolvimento e fabricação das válvulas; (ii) definição dos fatores controláveis, que são aqueles que serão variados de forma controlada durante o experimento, a fim de medir as respostas associadas; (iii) escolha do modelo estatístico mais adequado, de acordo com as características do processo e dos resultados que se busca, e respectiva Matriz Experimental, que apresenta as diversas configurações dos testes, a ordem dos experimentos e os níveis em que os parâmetros são variados; (iv) ajuste do equipamento de teste, composto de câmara térmica com medição de torque e sistema de aquisição de dados; (v) definição dos procedimentos de ensaio, determinando a forma padronizada de montagem e preparação das válvulas, execução dos testes e coleta de dados; e (vi) análise estatística dos dados coletados e modelagem das variáveis de resposta.

O grupo de trabalho, responsável pelas definições e análises, é composto por sete participantes. Os participantes são engenheiros e tecnólogos, especialistas no produto em estudo.

3.1. Definição das variáveis de resposta

As características da qualidade valorizadas pelo cliente são o torque de abertura e de fechamento da válvula, o número de ciclos necessário para que ocorra o vazamento pela sede e o número de ciclos necessário para que ocorra o vazamento pelas gaxetas da haste. O valor máximo do torque deve estar próximo de um valor nominal, associado a um esforço considerado adequado para o acionamento da válvula.

Foi realizada uma reunião da equipe de trabalho para identificar as possíveis variáveis de resposta associadas a estas características da qualidade. A análise foi realizada em uma reunião onde todos podiam opinar livremente, expondo suas idéias e construindo o raciocínio.

Vale mencionar que, em uma experiência na linha de montagem, o autor solicitou aos dois montadores mais experientes que cada um montasse seis válvulas de pequenas dimensões, no mesmo momento, utilizando as mesmas ferramentas e peças dos mesmos lotes. Após a montagem, foram medidos os torques de acionamentos das válvulas montadas pelo primeiro

montador e pelo segundo montador. Ambos os montadores demonstraram ser capazes de repetirem bem os apertos que dão em cada válvula, tendo uma variabilidade pequena entre os torques resultantes nas válvulas de cada montador. Entretanto, a variação das médias dos torques aplicados por um e por outro montador foi da ordem de duas vezes. Esse teste justifica a necessidade de especificação de parâmetros para a correta montagem das válvulas. Sem isso, a variabilidade nos valores de torques se torna exagerada, o que pode ser percebido pelos clientes como falta de controle. No caso de válvulas acionadas por atuadores, essa variabilidade leva ao superdimensionamento dos mesmos, o que torna a automatização dessas válvulas, um investimento mais caro.

Conforme visto no Capítulo 2, o torque de acionamento varia a cada posição angular da esfera. Independentemente se o acionamento da válvula é feito manualmente ou automatizado, a medida mais importante é o máximo valor de torque requerido para o completo acionamento da mesma.

3.2. Definição dos parâmetros do processo e fatores controláveis

Na reunião com os especialistas, foram definidos os parâmetros do processo/produto (Figura 19), os ajustes atuais de cada parâmetro, os intervalos mínimo e máximo, o ajuste tido como ideal sugerido e a facilidade de ajuste (FA) desses parâmetros (os parâmetros do produto / processo e dados reais foram alterados para preservar informações confidenciais). Para julgar a facilidade de ajuste, foi estabelecida uma escala de 1 a 4, onde 1 representa difícil ajuste enquanto 4 representa fácil ajuste.

A rugosidade da câmara tem efeito sobre o torque, podendo assim influenciar nas variáveis de resposta.

O material da sede RTFE é um composto produzido a partir do PTFE, com adição de cargas que visam melhorar as características mecânicas do material.

O esmagamento das sedes é a deformação inicial, dada em milímetros, que ocorre durante o processo de montagem, e tem por finalidade forçar a esfera contra as sedes, a fim de que as superfícies das sedes copiem a superfície da esfera, promovendo assim a vedação, conforme abordado no capítulo 2.

Parâmetros do produto / processo		Ajuste atual	Intervalo Ajuste		Ajuste sugerido	Facilidade Ajuste
			MIN	MAX		
X1:	Bitola	½" e 1 ½"	½"	1 ½"	-	4

X2:	Pressão (bar)	75	5	150	-	4
X3:	Material da sede	PTFE	PTFE	RTFE	PTFE	2
X4:	Material das gaxetas	Grafite	Grafite	PTFE	Grafite	3
X5:	Temperatura (°C)	75	0	150	-	3
X6:	Esfericidade da esfera (mm)	0,30	0,10	0,50	0,30	1
X7:	Rugosidade da câmara (Ra)	2,5	1,5	3,2	3	1
X8:	Esmagamento das sedes (mm)	2,5	1,2	3,8	2,5	2
X9:	Torque na porca da haste (Nm)	3	2	4	2 e 4	4

Figura 19: Parâmetros do processo/produto

Fonte: elaborada pelo autor

Além disso, foram determinados os possíveis fatores de ruído que poderiam causar variabilidade nas variáveis de resposta (Figura 20).

Fatores de ruído	
Z1:	Erros de esfericidade
Z2:	Ovalização da câmara
Z3:	Variabilidade no material da gaxeta
Z4:	Variabilidade no material da sede
Z5:	Torque aplicado haste x real
Z6:	Sujeira entre esfera e sede
Z7:	Rugosidade da esfera e haste
Z8:	Variações no diâmetro interno do corpo

Figura 20: Fatores de ruído

Fonte: elaborada pelo autor

Para a escolha dos parâmetros a serem controlados, foi utilizada a da Matriz de Otimização do Processo (MOP), adaptada de Echeveste, 1997. Os principais campos da MOP são quatro: (i) interações entre os parâmetros do processo; (ii) interações entre os parâmetros do processo e os fatores de ruído; (iii) relações entre os parâmetros do processo e as variáveis de resposta e (iv) relações entre os fatores de ruído e as variáveis de resposta. O preenchimento da matriz segue a opinião dos especialistas e é feito utilizando uma escala que representa a intensidade dessas relações e interações. A escala utilizada é: relação inexistente (0), fraca (1), moderada (2) e forte (4). Também são atribuídos valores referentes às importâncias estratégicas das variáveis de resposta.

Com a matriz preenchida (Figura 21), pode-se transformar as informações em critérios quantitativos que permitem a priorização dos parâmetros do processo a serem estudados. Para isso é utilizado o índice de priorização dos parâmetros do processo (PR_j), o qual é dado pela

soma ponderada de três critérios em relação à facilidade de ajuste (FA_j):

$$PR_j = (K1_j + K2_j + K3_j) * FA_j \quad (\text{eq. 20})$$

Onde:

$K1_j$ Indicador que avalia a intensidade das interações entre o parâmetro de processo j e os demais.

$K2_j$ Indicador que avalia a intensidade das interações entre o parâmetro de processo j e as variáveis de resposta.

$K3_j$ Indicador que avalia a intensidade das interações entre o parâmetro de processo j e os fatores de ruído.

FA_j Facilidade de ajuste para o parâmetro do processo j .

PR_j Índice de priorização do fator do processo j a ser controlado no experimento.

O grau de interação de um parâmetro com outros parâmetros do processo ($K1_j$), calculado a partir das intensidades das interações;

$$K1_j = \frac{\sum_{i=1}^P I_{ij}}{P} \quad (\text{eq. 21})$$

Onde:

I_{ij} Índice de interação entre o parâmetro do processo i e j .

P é o número de parâmetros do processo.

O efeito de um parâmetro sobre as variáveis de resposta ($K2_j$), é maior quando a equipe indicar relações moderada ou forte entre o parâmetro em estudo e as diversas variáveis de resposta;

$$K2_j = \frac{\sum_{i=1}^Q IE_i * R_{ij}}{\sum_{i=1}^Q IE_i} \quad (\text{eq. 22})$$

Onde:

IE_i Índice de importância estratégica para a variável de resposta i .

R_{ij} Relação entre a variável de resposta i e o parâmetro do processo j .

Q é o número de número de variáveis de resposta.

	$lij = \text{Interações XiXj}$	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9
X1	Bitola	4	0	1	0	0	2	0	1	1

	X2	Pressão	0	4	2	0	2	2	0	4	4	
	X3	Material da sede	1	2	4	0	3	2	0	2	0	
	X4	Material das gaxetas	0	0	0	4	2	0	3	0	2	
	X5	Temperatura	0	2	3	2	4	2	1	2	1	
	X6	Esfericidade da esfera	2	2	2	0	2	4	0	3	0	
	X7	Rugosidade da câmara	0	0	0	3	1	0	4	0	3	
	X8	Esmagamento das sedes	1	4	2	0	2	3	0	4	0	
	X9	Torque na porca da haste	1	4	0	2	1	0	3	0	4	
			1,00	2,00	1,56	1,22	1,89	1,67	1,22	1,78	1,67	<=K1
<i>IEi</i>		Rij = Relações YiXj	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	
4	Y1	Torque de acionamento	4,5	2,5	3,5	3,0	2,0	3,5	2,0	4,0	4,5	
3	Y2	Ciclos até o vazamento na sede	2,0	3,0	2,0	0,0	3,0	4,5	0,0	4,0	0,0	
2	Y3	Ciclos até o vazamento na haste	2,0	1,5	0,0	4,0	2,0	0,0	3,0	0,0	4,5	
			3,11	2,44	2,22	2,22	2,33	3,06	1,56	3,11	3,00	<=K2
		RRij = Relações YiZj	Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	Z8	Z9	
	Y1	Torque de acionamento	4,0	1,5	0,0	3,0	1,0	1,0	0,5	1,0		
	Y2	Ciclos até o vazamento na sede	4,0	0,0	0,0	4,0	0,0	4,0	0,5	1,0		
	Y3	Ciclos até o vazamento na haste	0,0	1,0	1,0	0,0	1,0	0,0	0,5	0,0		
			3,11	0,89	0,22	2,67	0,67	1,78	0,50	0,78	0,00	<=IR
		ILij = Interações ZiXj	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X7	X8	X9	
	Z1	Erros de esfericidade	2	4	4	0	4	4	0	4	0	3,11
	Z2	Ovalização da câmara	0	0	0	4	1	0	2	0	4	0,89
	Z3	Variabilidade no material da gaxeta	0	0	0	4	0	0	0	0	4	0,22
	Z4	Variabilidade no material da sede	0	2	4	0	4	4	0	4	0	2,67
	Z5	Torque aplicado haste x real	0	0	0	4	0	0	2	0	0	0,67
	Z6	Sujeira entre esfera e sede	0	2	4	0	2	4	0	2	0	1,78
	Z7	Rugosidade da esfera e haste	0	1	3	2	2	2	0	0	2	0,50
	Z8	Variações diâmetro interno corpo	2	0	3	0	1	2	0	4	0	0,78
			0,73	2,06	3,21	0,76	2,76	3,09	0,29	2,81	0,51	<=K3
		lij = Interações KiXj	X1	X2	X3	X4	X5	X6	X6	X8	X9	
	K1	Interações	1,00	2,00	1,56	1,22	1,89	1,67	1,22	1,78	1,67	
	K2	Efeito sobre as variáveis resposta	3,11	2,44	2,22	2,22	2,33	3,06	1,56	3,11	3,00	
	K3	Efeito sobre a variabilidade	0,73	2,06	3,21	0,76	2,76	3,09	0,29	2,81	0,51	
	FA	Facilidade de ajuste	4,00	4,00	2,00	3,00	3,00	1,00	1,00	2,00	4,00	
	PR	Prioridade	19,4	26,0	14,0	12,6	21,0	7,8	3,1	15,4	20,7	
		Ordem de prioridade	4	1			2			5	3	

Figura 21: Matriz de priorização dos parâmetros do processo/produto

Fonte: elaborada pelo autor

O efeito de um parâmetro sobre os fatores de ruído ou variabilidade ($K3_j$), é analisado considerando a importância relativa dos fatores de ruído com as variáveis de resposta (IR_j), mostrando quais os fatores de ruído mais importantes.

$$IR_j = \frac{\sum_{i=1}^Q IE_i * RR_{ij}}{\sum_{i=1}^Q IE_i} \quad (\text{eq. 23}) \quad K3_j = \frac{\sum_{i=1}^R IR_j * IL_{ij}}{\sum_{i=1}^R IR_j} \quad (\text{eq. 24})$$

Onde:

RR_{ij} Relação entre a variável de resposta i e o fator de ruído j .

IR_j Importância relativa do fator de ruído j .

IL_{ij} Índice de interação entre o parâmetro do processo i e o fator de ruído j .

R é o número de fatores de ruído.

Os parâmetros do produto/processo selecionados para serem controlados em vários níveis no experimento foram aqueles que obtiveram os maiores índices de priorização. Por ordem de prioridade: a pressão, a temperatura, o torque na porca da haste, o diâmetro nominal da válvula (bitola) e o esmagamento das sedes. O material das sedes, o material das gaxetas, a esfericidade da esfera e a rugosidade da câmara receberam menor prioridade e foram mantidos constantes durante os experimentos. Para esses fatores mantidos constantes, o ajuste escolhido foi aquele que a equipe técnica considera o mais adequado, a saber: material das sedes: PTFE, o material das gaxetas: grafite, o erro máximo de esfericidade da esfera 0,3 mm (valor usual obtido na produção) e a rugosidade da câmara 3 Ra (valor usual obtido na produção).

O presente estudo foi realizado com válvulas de esfera em dois diâmetros nominais: ½” e 1 ½”. Esses diâmetros foram escolhidos por estarem próximos aos extremos de uma importante linha de válvulas. Essa linha é composta pelas bitolas de ¼”, ⅜”, ½”, ¾”, 1”, 1 ½” e 2”. Assim esse estudo é representativo para essa linha de válvulas. Completando as informações apresentadas na seção 3.1, a equipe técnica definiu os valores ótimos de torque máximo de acionamento de cada válvula, estipulando 12 Nm para a válvula de ½” e 80 Nm para a válvula de 1 ½”.

Para os testes de levantamento do torque, a bitola, o esmagamento da sede, a temperatura, a pressão e o torque de aperto da porca da haste foram variados. Como, na opinião dos especialistas pode-se encontrar efeitos não lineares, optou-se pela escolha de um modelo experimental que contempla ensaios dos diversos fatores controláveis (exceto bitola) em mais de dois níveis.

Também foram identificadas as restrições experimentais como: equipamento, RH e o tempo disponível para os ensaios. Como a equipe tem outras atividades importantes dentro da empresa e o equipamento a ser usado nos ensaios também é utilizado para outros testes, ficou

estipulado que os testes de levantamento de torques deveriam ter uma duração máxima de 20 dias. Como as válvulas têm partes móveis e partes fixas, entre um teste e outro as válvulas foram desmontadas e foram substituídas as partes sujeitas a desgastes ou deformações, especialmente as vedações. Assim, foi possível realizar vários testes utilizando as mesmas válvulas, apenas substituindo-se as vedações e fazendo-se ajustes na porca da haste conforme previsto no projeto experimental.

3.3. Modelo estatístico e matriz experimental

Nesta etapa foi escolhido o modelo estatístico dos experimentos de torque. Com base nas informações coletadas, as matrizes experimentais foram projetadas, onde também foram estabelecidas as ordens dos ensaios.

Como são esperadas interações entre os fatores e efeitos não lineares, o modelo estatístico escolhido foi o Projeto Composto de Segunda Ordem (PCSO), recomendado para a modelagem de superfícies de resposta que envolvam efeitos lineares e quadráticos.

A matriz experimental para os experimentos de levantamento de torques encontra-se na Figura 22, que apresenta níveis modificados dos fatores bitola, esmagamento, temperatura, pressão e torque na haste. Os valores reais não são apresentados por questões de sigilo industrial.

3.4. Equipamento de teste

O equipamento de teste utilizado foi desenvolvido pelo próprio grupo de trabalho e consiste de: (i) uma bomba hidro-pneumática para geração da pressão hidráulica; (ii) um booster hidro-pneumático para geração de pressão pneumática; (iii) um painel para direcionamento da pressão para as válvulas em teste; (iv) um sistema de detecção e medição de vazamentos; (v) uma câmara térmica capaz de gerar temperaturas de -100°C até 400°C e (vi) um sistema de aquisição de dados e controle do teste. A bomba hidro-pneumática é uma bomba a pistão, alimentada por ar comprimido de um lado, gerando pressão hidráulica de até 2200 bar no outro lado. O booster hidro-pneumático é um compressor a pistão, alimentado

Ordem do ensaio	Número	Bitola	Esmag. Sede	Temperatura	Pressão	Torque haste
43	1	1/2"	0,62	61	29	17,3
1	2	1/2"	1,08	61	29	10,7
17	3	1 1/2"	0,92	61	29	18,3
32	4	1 1/2"	1,38	61	29	29,7
23	5	1 1/2"	1,15	106	78	24,0
35	6	1/2"	1,20	106	78	14,0

49	7	1 1/2"	1,15	106	78	32,5
9	8	1/2"	0,85	106	78	19,0
2	9	1/2"	0,62	137	126	17,3
42	10	1/2"	1,08	137	126	10,7
31	11	1 1/2"	0,92	137	126	18,3
18	12	1 1/2"	1,38	137	126	29,7
37	13	1 1/2"	1,15	106	78	15,5
24	14	1/2"	0,85	106	78	14,0
10	15	1/2"	0,50	106	78	14,0
52	16	1 1/2"	1,50	106	78	24,0
48	17	1/2"	0,62	61	126	10,7
14	18	1/2"	1,08	61	126	17,3
15	19	1 1/2"	0,92	61	126	29,7
6	20	1 1/2"	1,38	61	126	18,3
27	21	1/2"	0,85	106	5	14,0
33	22	1 1/2"	1,15	106	5	24,0
21	23	1/2"	0,62	137	29	10,7
39	24	1/2"	1,08	137	29	17,3
45	25	1 1/2"	0,92	137	29	29,7
8	26	1 1/2"	1,38	137	29	18,3
3	27	1/2"	0,85	0	78	14,0
41	28	1 1/2"	1,15	0	78	24,0
30	29	1 1/2"	1,38	61	126	29,7
19	30	1 1/2"	0,92	61	126	18,3
36	31	1/2"	1,08	61	126	10,7
25	32	1/2"	0,62	61	126	17,3
11	33	1/2"	0,85	150	78	14,0
50	34	1 1/2"	1,15	150	78	24,0
44	35	1/2"	0,62	137	29	17,3
4	36	1 1/2"	0,92	137	29	18,3
20	37	1/2"	1,08	137	29	10,7
29	38	1 1/2"	1,38	137	29	29,7
26	39	1/2"	0,85	106	150	14,0
38	40	1 1/2"	1,15	106	150	24,0
51	41	1 1/2"	0,92	61	29	29,7
12	42	1/2"	1,08	61	29	17,3
5	43	1/2"	0,62	61	29	10,7
47	44	1 1/2"	1,38	61	29	18,3
46	45	1/2"	0,85	106	78	9,0
16	46	1 1/2"	0,80	106	78	24,0
28	47	1 1/2"	1,15	106	78	24,0
34	48	1/2"	0,85	106	78	14,0
22	49	1/2"	0,62	137	126	10,7
40	50	1 1/2"	0,92	137	126	29,7
13	51	1 1/2"	1,38	137	126	18,3
7	52	1/2"	1,08	137	126	17,3

Figura 22: Matriz experimental para os testes de torques

Fonte: elaborada pelo autor

por óleo de uma unidade de pressão hidráulica de um lado, gerando pressão pneumática de até 500 bar no outro lado. O painel para direcionamento da pressão (Figura 23) libera a pressão hidráulica ou pneumática para as válvulas, direciona o fluido para um ou outro lado das válvulas, monitora a pressão, direcionando eventuais vazamentos para o sistema de detecção e medição de vazamentos.

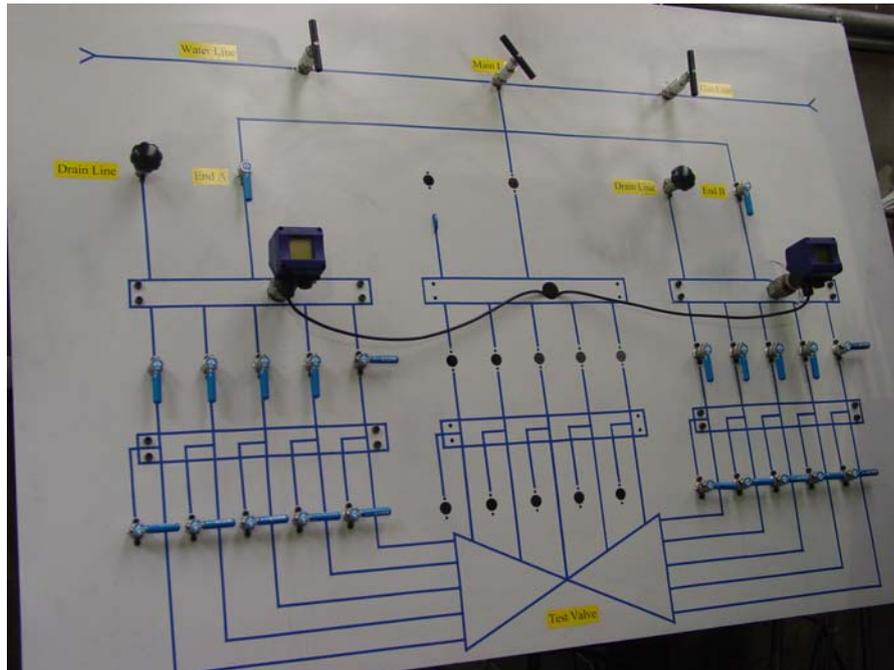


Figura 23: Painel de direcionamento da pressão
Fonte: elaborada pelo autor



Figura 24: Parte móvel da câmara térmica
Fonte: elaborada pelo autor

O sistema de detecção e medição de vazamentos é composto de contador de bolhas para medição de vazamentos pneumáticos, dois medidores de vazamentos por deslocamento de menisco para vazamentos pneumáticos ou hidráulicos e dois rotômetros para grandes vazamentos pneumáticos. A câmara térmica tem capacidade para alojar até cinco válvulas ao mesmo tempo. Acoplado à câmara térmica está um reservatório de nitrogênio líquido com a vazão controlada

por válvula de controle automática, para a geração das temperaturas baixas. A câmara possui uma parte móvel (Figura 24) e uma parte fixa (Figura 25).



Figura 25: Parte fixa da câmara, mostrando as válvulas a serem testadas e o moto redutor (em azul à esquerda) para acionamento das mesmas

Fonte: elaborada pelo autor

Na parte móvel estão fixadas as resistências para geração das temperaturas altas, o sistema de circulação interna de ar para homogeneização da temperatura e o painel de controle da câmara. A parte fixa tem instaladas as válvulas em teste, a tubulação e bicos aspersores de nitrogênio líquido, termoresistências (PT 100) para monitoramento da temperatura, o sistema de acionamento e as conexões dos tubos de pressão.

O sistema de acionamento é composto por um moto-reductor (Figura 25) acionado por inversor de frequência, um sistema de transmissão angular / linear, alavancas para acionamento das válvulas, mancais e eixos instrumentados (Figura 26), e um *encoder* (Figura 27) para monitoramento do percurso angular das válvulas. Os eixos instrumentados são células de torque com base em *strain gauges*, colados de forma a compensar erros de medição provocados por flexão do eixo e por temperatura. Desta forma medem a deformação do eixo provocada unicamente pela torção (torque).

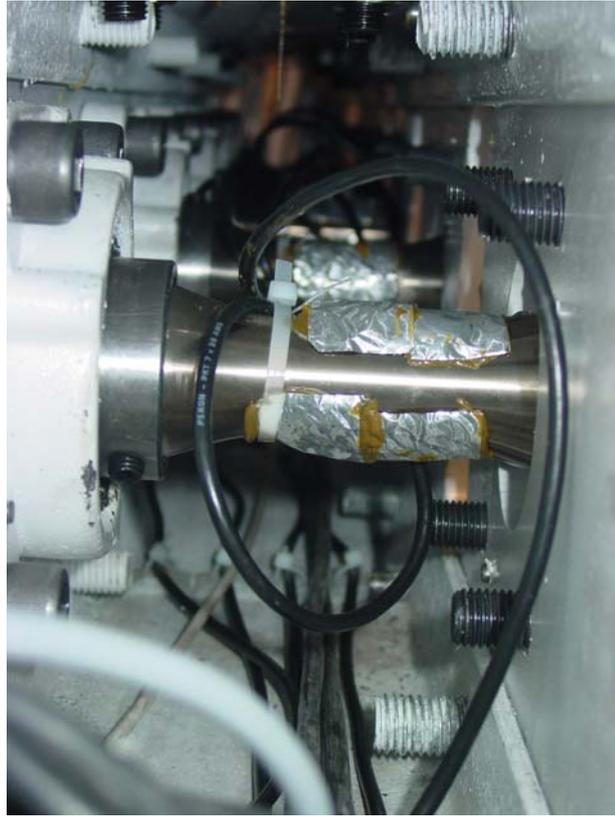


Figura 26: Eixos instrumentados (com *strain gauges*) para medição dos torques
Fonte: elaborada pelo autor



Figura 27: Encoder (medição do ângulo) no 1º eixo (próximo ao moto redutor)
Fonte: elaborada pelo autor

O sistema de aquisição de dados é composto pela unidade de aquisição de dados (Figura 28) e por um computador que serve para armazenar os dados adquiridos e também como painel de monitoramento, acionamento e controle (Figura 29). O sistema é capaz de coletar sinais de temperatura, pressão, deformação (*strain gauges*) e deslocamento angular (*encoder*) do eixo, fazendo o controle da temperatura e dos acionamentos das válvulas.



Figura 28: Unidade de aquisição de dados
Fonte: elaborada pelo autor

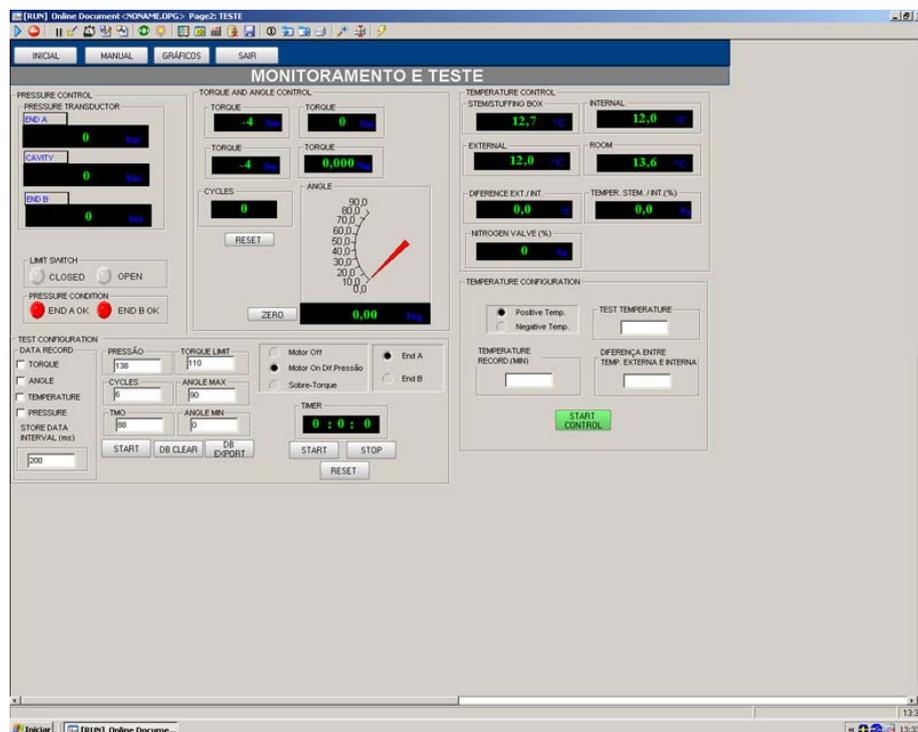


Figura 29: Painel de monitoramento, acionamento e controle
Fonte: elaborada pelo autor

3.5. Procedimentos de ensaio

A equipe técnica definiu os procedimentos dos ensaios de torques e de vida útil, conforme descrito a seguir nesta seção. Paralelamente, foram desenhadas as planilhas de coletas de dados para facilitar o controle e anotação dos resultados dos experimentos.

Antes do início dos testes, os equipamentos de medição foram calibrados e certificados. Os eixos instrumentados foram calibrados quanto ao torque indicado.

A Tabela 3 apresenta os parâmetros que foram mantidos constantes durante os experimentos, a fim de reduzir o ruído experimental.

Material da sede	PTFE
Material das gaxetas	Grafite
Rugosidade da câmara	3 Ra
Rugosidade da esfera	2 Ra
Esfericidade da esfera	0,3 mm

Tabela 3: Parâmetros mantidos constantes (para diminuir o ruído experimental)

Fonte: elaborada pelo autor

A seguir é apresentado o procedimento padronizado que foi adotado para aplicação do torque de aperto na porca da haste. a) Fazer a pré-montagem da haste no corpo da válvula; b) Aplicar o torque indicado na porca da haste (sem conformar a arruela trava); c) Acionar a válvula 5 vezes com um movimento vagaroso e contínuo em um intervalo de 5 segundos entre cada acionamento; d) Reaplicar o torque na porca da haste até o valor indicado; e) Conformar a arruela trava sem alterar o posicionamento da porca da haste, mesmo que as suas faces planas não estejam alinhadas com as abas da arruela trava; f) Medir o torque de acionamento na haste da válvula; g) Montar o restante da válvula; h) Medir o torque de acionamento da válvula completa, sem pressão interna.

A seqüência adotada para a coleta dos dados de torque de acionamento das válvulas consistiu de: a) Montar as válvulas nas posições da câmara térmica segundo a ordem determinada; b) Ajustar a temperatura da câmara térmica; c) Aguardar a temperatura determinada ser atingida, e após isso, aguardar mais 30 minutos para a estabilização da mesma; d) Fazer o amaciamento do conjunto, aplicando a pressão estabelecida à montante, com pressão atmosférica a jusante, e em seguida realizar o acionamento completo das válvulas (abertura e fechamento); e) Repetir o procedimento d) mais 9 vezes, certificando-se que a pressão é aplicada sempre do mesmo lado da válvula; f) Aplicar pressão nas válvulas novamente, e após 4 minutos realizar o seu acionamento vagarosamente (um giro de 90° em aproximadamente 8

segundos), registrando a assinatura completa de abertura e fechamento; g) Repetir o procedimento f) mais 9 vezes;

Os dados coletados durante os ensaios foram: a) Torque máximo na ida (T_{\max_ida}); b) Torque máximo na volta (T_{\max_volta}); c) $T_{\max_ida} - T_{\max_volta}$; d) Torque médio na ida ($T_{\text{med_ida}}$); e) Torque médio na volta ($T_{\text{med_volta}}$); f) $T_{\text{med_ida}} - T_{\text{med_volta}}$.

Outras recomendações utilizadas durante os testes, a fim de alcançar melhor organização dos dados e minimizar erros foram: a) Preparar a planilha de coleta de dados (organizar o arquivo de aquisição automática de dados) com antecedência; b) Padronizar todos os procedimentos de teste; c) Usar sempre o mesmo torquímetro; d) Calibrar o torquímetro; e) Usar sempre o mesmo equipamento de teste; f) Padronizar tempos de aplicação e velocidade de carga.

3.6. Análise e modelagem

Nessa etapa, a variável de resposta foi modelada como função dos fatores controláveis. Apoiados nos resultados dos experimentos, foram construídos modelos não lineares para a previsão do torque máximo nas diferentes situações possíveis (ajuste de temperatura, pressão, esmagamento e torque na haste). Paralelamente, foram geradas tabelas de médias e gráficos dos fatores principais e das interações significativas.

Construção dos modelos de previsão do torque máximo

Para cada bitola de válvula de esfera (diâmetro $\frac{1}{2}$ " e $1 \frac{1}{2}$ "), foi construído um modelo de previsão de torque. Os modelos foram construídos utilizando rotinas de regressão não linear. Na construção dos modelos, para evitar divisão por zero e outras dificuldades matemáticas, foram usados dados codificados, conforme segue:

Para a válvula de $\frac{1}{2}$ " :

Esmagamento codificado = Esmagamento / 0,85	0,85 é o valor médio de esmagamento
Pressão codificada = Pressão / 77,5	77,5 é o valor médio de pressão
Torque haste codificado = Torque haste / 14,0	14,0 é o valor médio de torque haste
Temperatura codificada = (Temperatura + 50)/(106,1+50)	106,1 é o valor médio de (temperatura + 50)

Para a válvula de $1 \frac{1}{2}$ " :

Esmagamento codificado = Esmagamento / 1,15	1,15 é o valor médio de esmagamento
Pressão codificada = Pressão / 77,5	77,5 é o valor médio de pressão
Torque haste codificado = Torque haste / 24,0	24,0 é o valor médio de torque haste
Temperatura codificada = (Temperatura + 50)/(106,1+50)	106,1 é o valor médio de (temperatura + 50)

Na construção dos modelos, foram testadas como variáveis de resposta: (i) o torque máximo de abertura, (ii) o torque médio de abertura e (iii) a média entre os torques máximos de abertura e fechamento. Os modelos obtidos nos três casos foram aproximadamente equivalentes e, então, optou-se por usar como variável resposta o torque máximo de abertura, que possui maior relevância nas aplicações práticas e no dimensionamento das válvulas. Os dados coletados apresentavam 10 resultados para cada situação, correspondentes aos dez ciclos de abertura/fechamento das válvulas. Apesar do amaciamento inicial, observou-se que, algumas vezes, os valores de torque diminuía ao longo da ciclagem, enquanto que, outras vezes, os valores aumentavam. Para eliminar o efeito do tempo, a modelagem foi feita baseada na mediana dos valores lidos (a mediana é robusta a eventuais valores atípicos que podem ocorrer ao longo dos 10 ciclos).

3.6.1. Modelagem do torque máximo em válvulas de ½”

Conforme mencionado na seção anterior, para obter o melhor ajuste aos dados coletados, foi utilizada regressão não linear. Mais de 20 modelos foram testados e o modelo que forneceu o melhor ajuste, considerando questões técnicas e estatísticas foi:

$$T = 8,98 + 4,14 \times T_h^2 - 6,03 \times t^2 + 5,41 \times t \times e \quad (\text{eq. 25})$$

- Onde
- T = torque máximo
- T_h = torque de aperto da porca da haste
- t = temperatura
- e = esmagamento das sedes

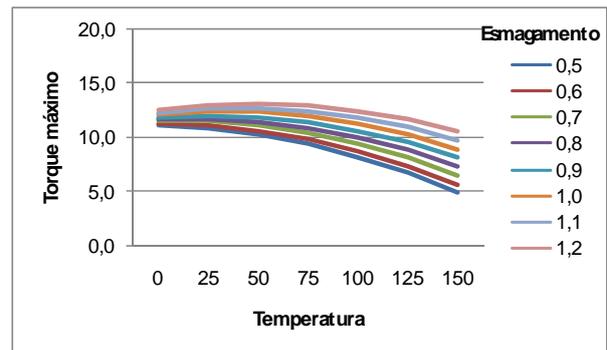
Na determinação dos coeficientes, foram utilizadas técnicas de regressão robusta, que atribuem peso menor às observações que se afastam da superfície de resposta (possivelmente mais influenciadas por fatores de ruído). O modelo revelou coeficiente de determinação $R^2 = 74,2\%$ e Erro Padrão = 1,67 (Anexo 1). Os resultados obtidos com este modelo aparecem ilustrados nas Figuras 30, 31 e 32.

Como pode ser observado na Figura 30, para qualquer condição de esmagamento da sede e torque na porca da haste, o torque máximo é aproximadamente o mesmo no intervalo de temperaturas de 0 a 60 °C e, a partir desse limite (60 °C), o torque máximo diminui com o aumento da temperatura. Esse resultado não coincide com a opinião da equipe técnica, que acreditava que o torque máximo deveria aumentar com o acréscimo da temperatura. O efeito da temperatura sobre o torque máximo de acionamento é relativamente menor na condição em que

o esmagamento da sede é acentuado. O efeito da temperatura é mais pronunciado quando o esmagamento da sede é pequeno. Para qualquer condição de torque da haste, o efeito da temperatura é aproximadamente o mesmo. O modelo obtido também revela que a pressão, um dos fatores testados, não exerceu efeito significativo sobre o torque máximo de acionamento da válvula de ½". Considerando o intervalo investigado (pressão entre 5 e 150 bar), o torque máximo foi aproximadamente o mesmo independentemente da pressão de trabalho.

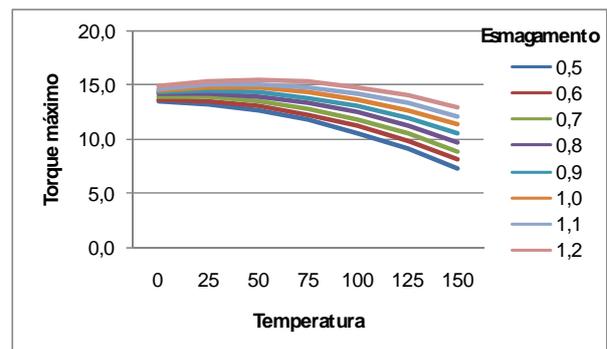
Torque haste = 9 0,64

Temperatura	Esmagamento								
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
0	0,32	0,59	0,71	0,82	0,94	1,06	1,18	1,29	1,41
25	0,48	10,8	11,1	11,4	11,7	12,1	12,4	12,7	13,0
50	0,64	10,3	10,7	11,1	11,5	11,9	12,3	12,7	13,1
75	0,80	9,4	9,9	10,4	10,9	11,4	11,9	12,4	12,9
100	0,96	8,2	8,8	9,4	10,0	10,6	11,2	11,9	12,5
125	1,12	6,7	7,4	8,1	8,8	9,5	10,2	11,0	11,7
150	1,28	4,9	5,7	6,5	7,3	8,1	8,9	9,8	10,6



Torque haste = 14 1,00

Temperatura	Esmagamento								
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
0	0,32	0,59	0,71	0,82	0,94	1,06	1,18	1,29	1,41
25	0,48	13,5	13,7	13,9	14,1	14,3	14,5	14,7	14,9
50	0,64	13,3	13,6	13,9	14,2	14,5	14,8	15,1	15,4
75	0,80	12,7	13,1	13,5	13,9	14,3	14,7	15,1	15,5
100	0,96	11,8	12,3	12,8	13,3	13,8	14,4	14,9	15,4
125	1,12	10,6	11,2	11,8	12,4	13,1	13,7	14,3	14,9
150	1,28	9,1	9,8	10,5	11,2	12,0	12,7	13,4	14,1



Torque haste = 19 1,36

Temperatura	Esmagamento								
	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
0	0,32	0,59	0,71	0,82	0,94	1,06	1,18	1,29	1,41
25	0,48	17,0	17,2	17,4	17,6	17,8	18,0	18,2	18,4
50	0,64	16,7	17,0	17,4	17,7	18,0	18,3	18,6	18,9
75	0,80	16,2	16,6	17,0	17,4	17,8	18,2	18,6	19,0
100	0,96	15,3	15,8	16,3	16,8	17,3	17,8	18,3	18,9
125	1,12	14,1	14,7	15,3	15,9	16,5	17,2	17,8	18,4
150	1,28	12,6	13,3	14,0	14,7	15,4	16,2	16,9	17,6

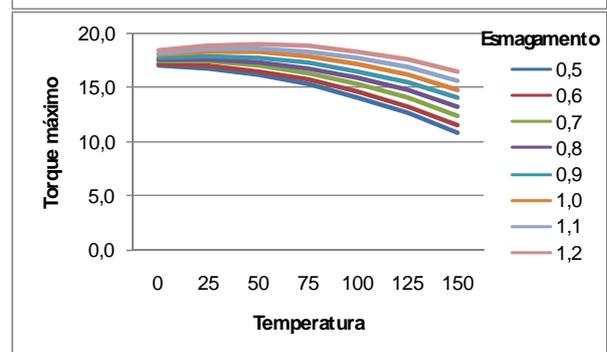


Figura 30: Efeito da temperatura sobre o torque máximo

Fonte: elaborada pelo autor

As Figuras 31 e 32 apresentam os mesmos resultados alternando o fator lançado no eixo horizontal, o que permite observar melhor o efeito do respectivo fator. Na Figura 31, o esmagamento da sede está representado no eixo horizontal.

Como pode ser observado na Figura 31, o efeito do esmagamento sobre o torque máximo de acionamento é aproximadamente o mesmo, para qualquer condição de torque da porca da

haste. Por outro lado, o efeito do esmagamento da sede depende da condição de temperatura. Na condição de temperatura baixa, o efeito do esmagamento da sede sobre o torque máximo é pequeno. Na condição de temperatura elevada, o efeito do esmagamento da sede é mais pronunciado.

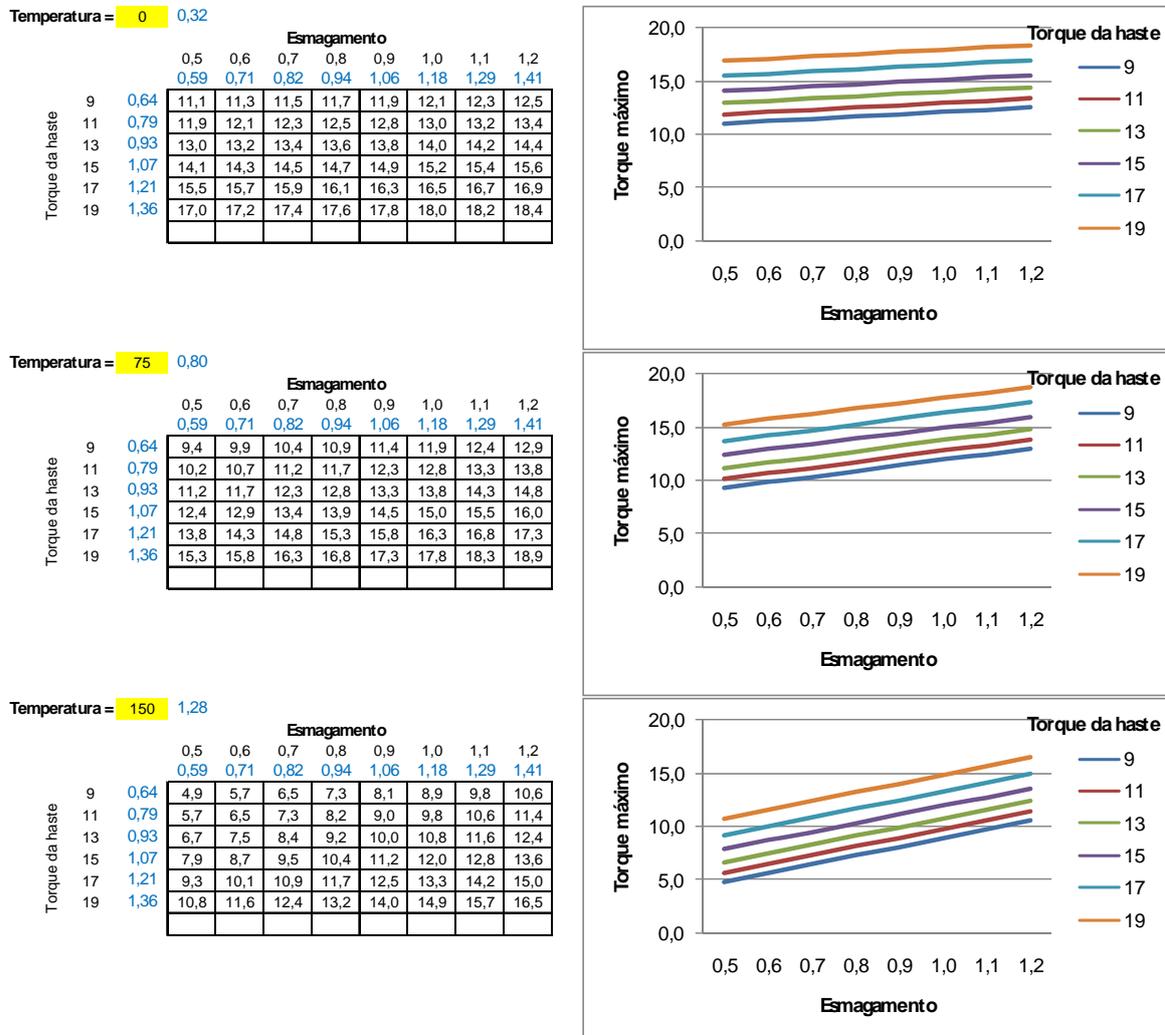


Figura 31: Efeito do esmagamento da sede sobre o torque máximo

Fonte: elaborada pelo autor

Esses resultados coincidem com a opinião da equipe técnica. A equipe técnica acreditava que, em qualquer condição, o aumento no esmagamento da sede conduziria a um aumento no torque máximo de acionamento e isso efetivamente ocorreu durante os ensaios. A informação nova é que o efeito do esmagamento da sede depende da condição de temperatura, sendo mais pronunciado quando a temperatura é elevada.

Como pode ser observado na Figura 32, em todas as situações testadas, o aumento do torque na porca da haste conduz a um aumento no torque máximo de acionamento. Isso coincide

com a opinião da equipe técnica. O efeito do torque na porca da haste é aproximadamente o mesmo nas diferentes condições de temperatura e esmagamento da sede.

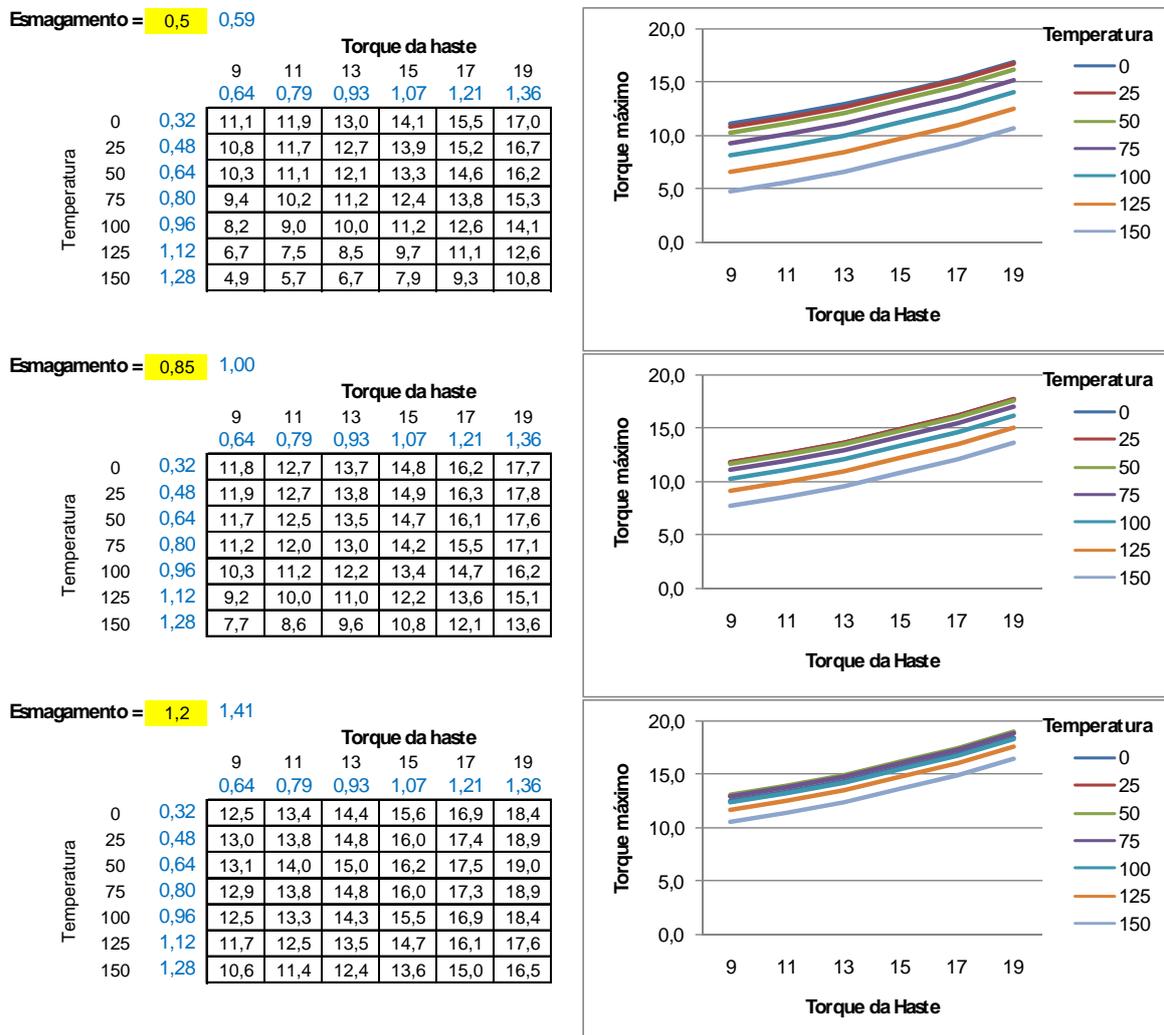


Figura 32: Efeito do torque na porca da haste sobre o torque máximo

Fonte: elaborada pelo autor

Um comentário importante refere-se à natureza dos fatores ensaiados. Pressão e temperatura são condições de trabalho, definidas pelo cliente, em função do ambiente onde o produto é aplicado. Contudo, esmagamento da sede e torque na porca da haste são fatores que podem ser controlados pelo fabricante durante a montagem. O ajuste ótimo desses fatores depende do torque máximo de acionamento visado e, também, da condição de temperatura. Para facilitar a identificação do ajuste ótimo de esmagamento e torque na porca da haste, foi desenvolvido um simulador que utiliza o modelo desenvolvido. O simulador, desenvolvido em planilha eletrônica, pode ser usado de duas formas detalhadas a seguir.

Primeiro: entra-se com os valores de temperatura de trabalho, pressão de trabalho, esmagamento da sede especificado e torque máximo desejado; o simulador fornece o torque na porca da haste recomendado para atingir o torque máximo desejado.

Segundo: entra-se com os valores de temperatura de trabalho, pressão de trabalho, torque na porca da haste especificado e torque máximo desejado; o simulador fornece o esmagamento da sede recomendado para atingir o torque máximo desejado.

A Figura 33 apresenta os campos das duas versões do simulador.

Simulador	
Temperatura de trabalho (°C)	75 0,80
Pressão de Trabalho (Bar)	75 0,97
Esmagamento especificado (mm)	0,8 0,94
Torque máximo desejado (Nm)	14
Torque na haste recomendado (Nm)	15,1 1,08

Simulador	
Temperatura de trabalho (°C)	75 0,80
Pressão de Trabalho (Bar)	75 0,97
Torque na haste especificado (Nm)	11 0,79
Torque máximo desejado (Nm)	12
Esmagamento recomendado (mm)	0,85 1,00

Figura 33: Simulador para a identificação do ajuste ótimo

Fonte: elaborada pelo autor

3.6.2. Modelagem do torque máximo em válvulas de 1 ½”

Assim como foi feito para as válvulas de ½”, para obter o melhor ajuste aos dados obtidos nos ensaios com a válvula de 1 ½”, foi utilizada regressão não linear. Mais de 20 modelos foram testados. O modelo que forneceu o melhor ajuste, considerando questões técnicas e estatísticas, foi:

$$T = 130 - 61,5 \times \sqrt{P \times t} + 11 \times T_h^2 \times (P^2 - t) \quad (\text{eq. 26})$$

- Onde
- T = torque máximo
- T_h = torque de aperto da porca da haste
- t = temperatura
- P = pressão

Na determinação dos coeficientes, foram utilizadas técnicas de regressão robusta, que atribuem peso menor às observações que se afastam da superfície de resposta (possivelmente mais influenciadas por fatores de ruído). O modelo revelou coeficiente de determinação $R^2 = 81,6\%$ e Erro Padrão = 5,50 (Anexo 2). Os resultados obtidos com este modelo aparecem ilustrados nas Figuras 34, 35 e 36.

Como pode ser observado na Figura 34, para qualquer condição de pressão e torque na porca da haste, o torque máximo diminui com o aumento da temperatura. Esse resultado não

coincide com a opinião da equipe técnica, que acreditava que o torque máximo deveria aumentar com o acréscimo da temperatura. O efeito da temperatura sobre o torque máximo de acionamento é relativamente menor na condição em que a pressão é baixa. O efeito da temperatura é mais pronunciado quando a pressão é elevada. Para qualquer condição de torque da haste, o efeito da temperatura é aproximadamente o mesmo. O modelo obtido também revela que o esmagamento da sede, um dos fatores testados, não exerceu efeito significativo sobre o torque máximo (nenhum termo associado a esmagamento apresentou valor-p inferior a 0,05). Considerando o intervalo investigado (esmagamento entre 0,8 e 1,5 mm), o torque máximo foi aproximadamente o mesmo independentemente do esmagamento da sede aplicado na montagem.

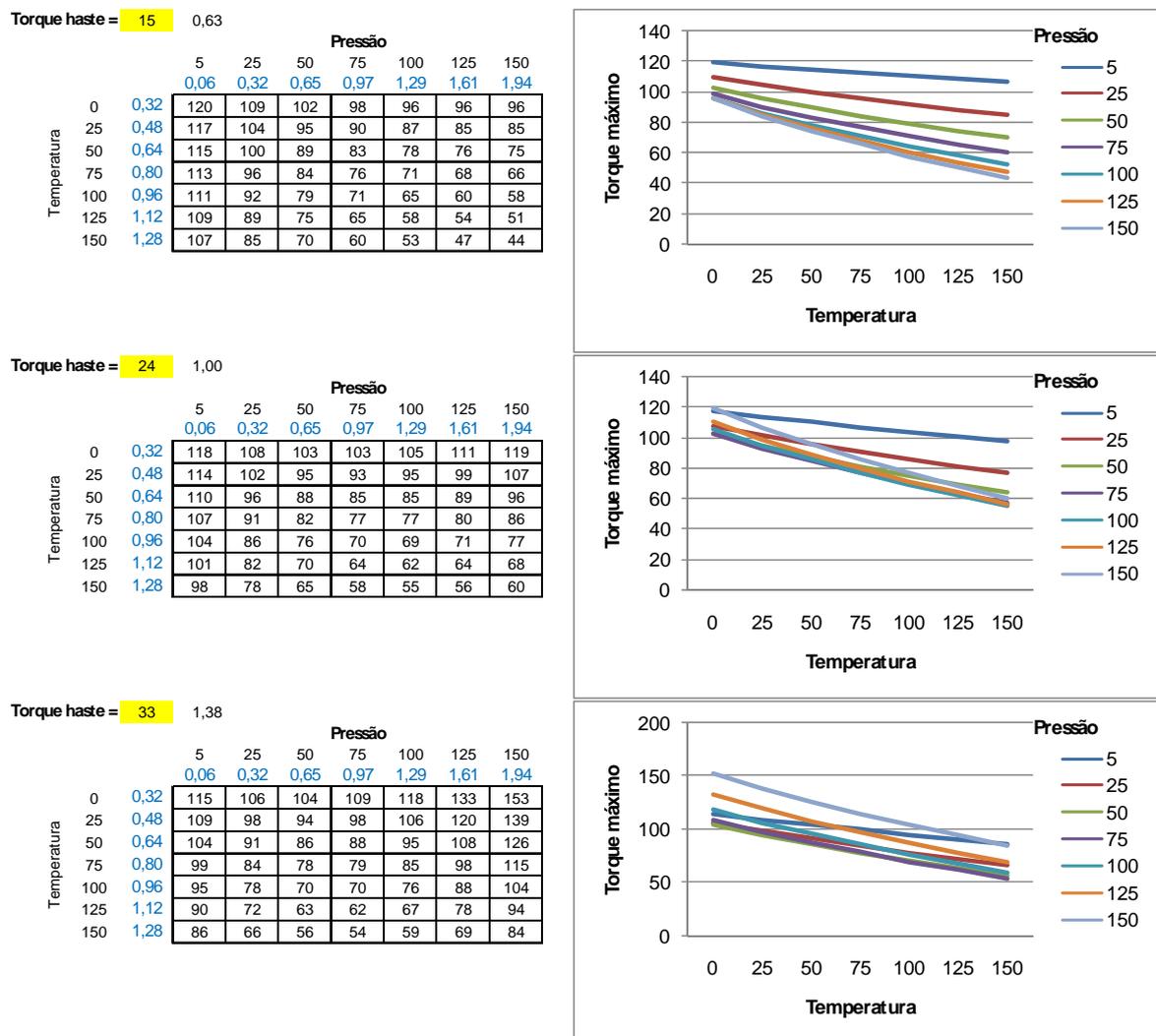


Figura 34: Efeito da temperatura sobre o torque máximo

Fonte: elaborada pelo autor

As Figuras 35 e 36 apresentam os mesmos resultados alternando o fator lançado no eixo horizontal, o que permite observar melhor o efeito do respectivo fator. Na Figura 35, a pressão de trabalho está representada no eixo horizontal.

Como pode ser observado na Figura 35, a pressão exerce um efeito quadrático sobre o torque máximo de acionamento. De forma geral, até um certo valor-de-transição, o aumento da pressão diminui o torque máximo de acionamento e, a partir deste valor-de-transição, o aumento adicional da pressão provoca um aumento no torque máximo de acionamento. O valor-de-transição depende tanto da condição de temperatura como do torque na porca da haste. Se a temperatura é baixa (por exemplo, 0 °C) e o torque na porca da haste é elevado (por exemplo, 33 Nm), a transição acontece em valores baixos de pressão (~ 40 bar). Se a temperatura é elevada (por exemplo, acima de 75 °C) e o torque na porca da haste é baixo (por exemplo, inferior a 20 Nm), a transição acontece fora do intervalo de pressão investigado (ou seja, acontece em valores de pressão superiores a 150 bar).

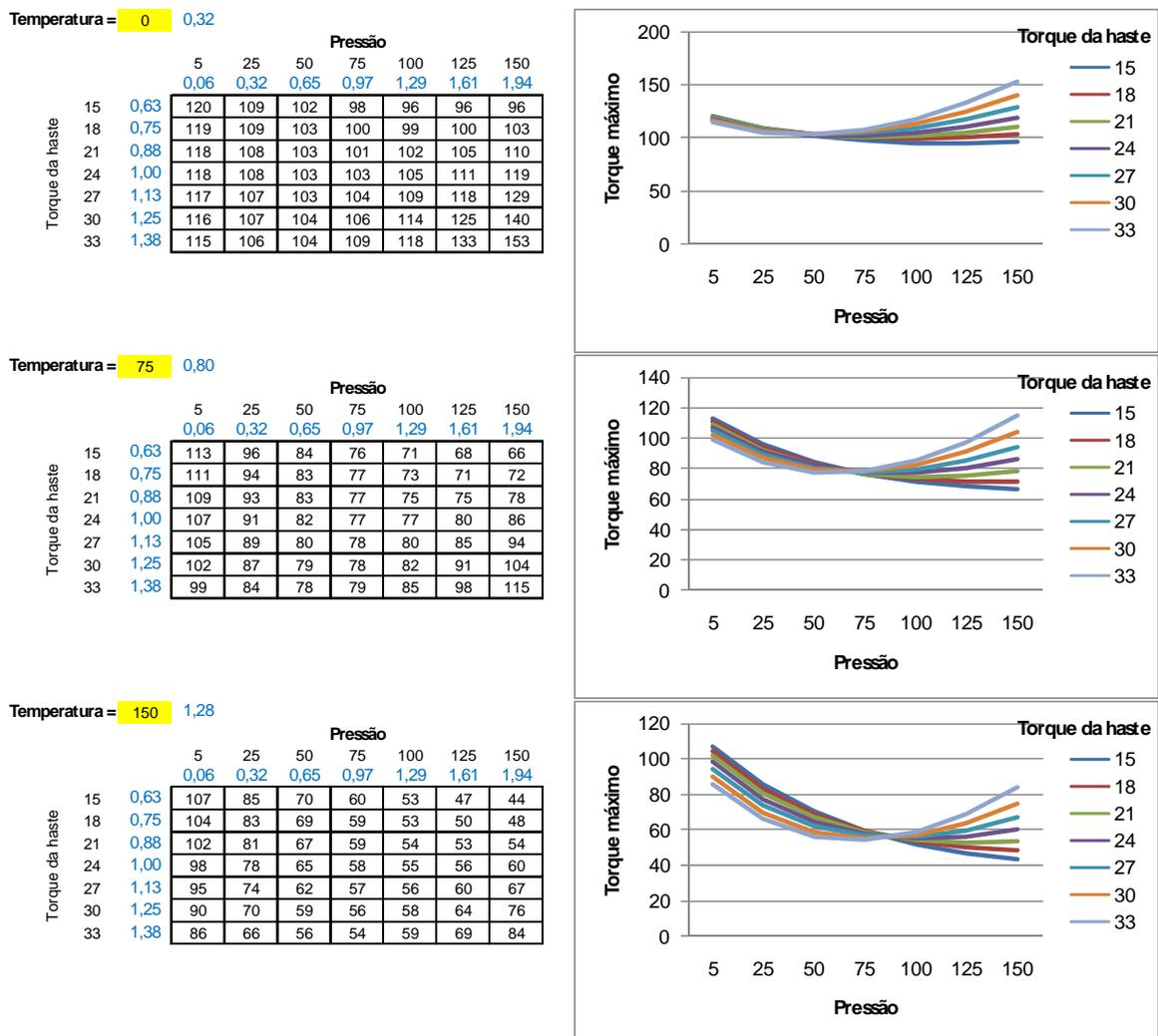


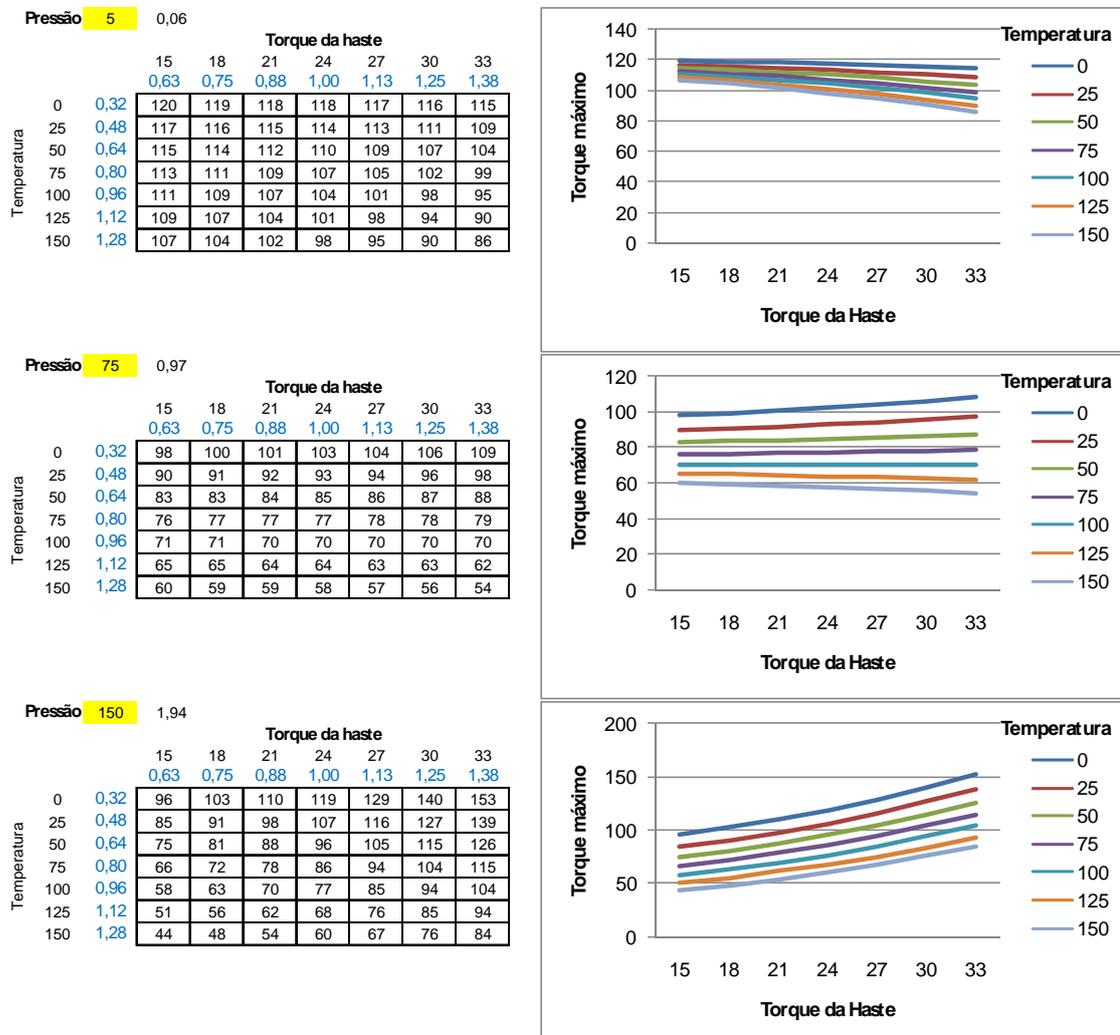
Figura 35: Efeito da pressão sobre o torque máximo

Fonte: elaborada pelo autor

Esses resultados coincidem com a opinião da equipe técnica. A equipe técnica acreditava que, inicialmente, o aumento da pressão conduziria a um relaxamento (diminuição) do torque máximo de acionamento e, mais adiante, o aumento na pressão conduziria a um aumento no

torque máximo de acionamento. O que é novidade é o valor exato de transição, que agora aparece modelado matematicamente.

Como pode ser observado na Figura 36, o efeito do torque na porca da haste depende da condição de pressão. No caso em que a pressão é baixa (~ 5 bar), o aumento no torque da haste diminui levemente o torque máximo de acionamento. No caso em que a pressão é moderada (~ 75 bar), o aumento no torque da haste praticamente não altera o torque máximo de acionamento. No caso em que a pressão é elevada (~ 150 bar), o aumento no torque da haste provoca um aumento no torque máximo de acionamento. O efeito é aproximadamente o mesmo para todas as condições de temperatura. A equipe técnica acreditava que o aumento do torque na porca da haste conduziria a um aumento no torque máximo de acionamento. Isso efetivamente acontece nas pressões mais elevadas, mas não foi verificado na condição de pressão baixa.



Novamente é importante diferenciar a natureza dos fatores ensaiados. Pressão e temperatura são condições de trabalho definidas pelo cliente em função do ambiente onde o

produto é aplicado. Esmagamento da sede e torque na porca da haste, contudo, são fatores que podem ser controlados pelo fabricante durante a montagem. O esmagamento na sede não exerceu efeito significativo sobre o torque de acionamento das válvulas de 1 ½". Assim, recomenda-se que este fator seja mantido em seu nível intermediário (esmagamento da sede = 1,10 mm).

Por outro lado, o torque na porca da haste exerce efeito significativo sobre o torque máximo de acionamento. O ajuste ótimo desse fator depende do torque máximo de acionamento visado e também da condição de pressão e temperatura. Para facilitar a identificação do ajuste ótimo do torque na porca da haste, foi desenvolvido um simulador que utiliza o modelo desenvolvido. Desenvolvido em planilha eletrônica, o simulador pode ser utilizado conforme detalhado a seguir: entra-se com os valores de temperatura de trabalho, pressão de trabalho e torque máximo desejado; o simulador fornece o esmagamento da sede recomendado (valor intermediário = 1,10 mm) e o torque na porca da haste recomendado, para atingir o torque máximo desejado.

A Figura 37 apresenta os campos de entrada de dados e resultados do simulador.

Simulador		
Temperatura de trabalho (°C)	<input type="text" value="75"/>	0,80
Pressão de Trabalho (Bar)	<input type="text" value="150"/>	1,94
Torque máximo desejado (Nm)	<input type="text" value="90"/>	
Esmagamento recomendado (mm)	1,10	0,96
Torque na haste recomendado (Nm)	<input type="text" value="25,5"/>	1,06

Figura 37: Simulador para a identificação do ajuste ótimo do torque na porca da haste
Fonte: elaborada pelo autor

3.6.3. Comparação dos modelos obtidos

Foi realizada uma nova reunião com a equipe de especialistas a fim de analisar os modelos obtidos.

No caso da válvula de ½", a pressão não exerceu efeito significativo sobre o torque máximo de acionamento. Na opinião da equipe, isso deveu-se às características geométricas das sedes dessa válvula. Proporcionalmente às bitolas maiores, essa válvula apresenta uma sede mais robusta, que permite pouca movimentação da esfera, com esmagamento inicial maior. O carregamento inicial é tão grande, que o efeito da pressão passa a ser não significativo.

Já para a válvula de 1 ½", o fator que não exerceu efeito significativo foi o esmagamento das sedes. Na opinião da equipe, isso também deveu-se às características geométricas das sedes dessa válvula. Essa válvula apresenta uma sede menos robusta, porém com uma geometria que

adiciona flexibilidade ao conjunto. A flexibilidade das sedes é tão grande, que o efeito do esmagamento passa a ser não significativo.

4. ESTUDO EXPERIMENTAL DA VIDA ÚTIL

Nesta seção, são descritos os materiais e procedimentos utilizados para a medição da vida útil em válvulas de esfera e os resultados obtidos são apresentados e discutidos. A ferramenta principal empregada na condução dos estudos é o projeto de experimentos. O método adotado é composto por seis partes, a seguir descritas: (i) definição das variáveis de resposta, através da análise das características da qualidade determinadas pelo cliente, identificando variáveis de resposta a elas associadas, que possam ser medidas no processo de desenvolvimento e fabricação das válvulas; (ii) definição dos fatores controláveis, que são aqueles que serão variados de forma controlada durante o experimento, a fim de medir as respostas associadas; (iii) escolha do modelo estatístico mais adequado, de acordo com as características do processo e dos resultados que se busca, e respectiva Matriz Experimental, que apresenta as diversas configurações dos testes, a ordem dos experimentos e os níveis em que os parâmetros são variados; (iv) ajuste do equipamento de teste, composto de câmara térmica com medição de torque e sistema de aquisição de dados; (v) definição dos procedimentos de ensaio, determinando a forma padronizada de montagem e preparação das válvulas, execução dos testes e coleta de dados; e (vi) análise estatística dos dados coletados e modelagem das variáveis de resposta.

O grupo de trabalho, responsável pelas definições e análises, é composto por sete participantes. Os participantes são engenheiros e tecnólogos, especialistas no produto em estudo.

4.1. Definição das variáveis de resposta

As características da qualidade valorizadas pelo cliente são torque de abertura e fechamento da válvula, número de ciclos até que ocorra o vazamento pela sede e o número de ciclos até o vazamento pelas gaxetas da haste. O número de ciclos até o vazamento deve ser o maior possível. Após o início do vazamento, a progressão deste deve ser a mais tênue possível.

Como a norma ABNT NBR 15827 (2007) estabelece critérios de aceitação para vazamentos (Figura 16), através de Taxas codificadas A, B, C e D, os ensaios realizados permitem verificar o atendimento à norma. Para conhecer as vazões de vazamentos admissíveis, correspondentes às Taxas A, B, C e D, é necessário recorrer à ISO 5208 (1993) (ver Tabela 2). A partir das taxas codificadas, do número de ciclos do teste, das vazões de vazamentos correspondentes e das bitolas das válvulas em questão, é possível determinar as taxas de vazamentos admissíveis durante os testes mm^3/s (Tabela 4).

Nº Ciclos	Bitola nominal (polegadas / mm)	
	1/2" / 15	1 1/2" / 40
50	0,00	0,00
200	0,00	0,00
500	0,00	0,00
1000	0,15	0,40
2000	0,30	0,80
5000	0,45	1,20

Tabela 4: Taxas de vazamentos admissíveis durante os testes mm³/s

Fonte: elaborada pelo autor

No caso de vazamentos pelas gaxetas, estes são facilmente detectáveis porque os produtos do vazamento migram do interior da tubulação para o meio ambiente. A correção desse tipo de vazamento é simples, bastando reapertar a porca da haste. A própria norma ABNT NBR 15827 não considera esse tipo de vazamento como uma falha, mas orienta que seja corrigido uma vez que detectado.

No caso de vazamentos pelas sedes, entretanto, além desse tipo de vazamento em válvulas de esfera geralmente ocorrer antes do que os vazamentos para o meio ambiente, a correção do problema é mais complexa, pois normalmente exige a substituição das sedes (BLOCH, 1998). Por isso, o foco principal deste estudo é o vazamento pelas sedes, e a vida útil da válvula, neste estudo, está vinculada ao desempenho das sedes.

Foi realizada uma reunião da equipe de trabalho para identificar as possíveis variáveis de resposta associadas a estas características da qualidade. A análise foi realizada em uma reunião onde todos podiam opinar livremente, expondo suas ideias e construindo o raciocínio.

Vale mencionar que, em uma experiência na linha de montagem, o autor solicitou a execução de testes cíclicos em válvulas de pequenas dimensões. Com um número de ciclos relativamente baixo já se iniciaram vazamentos pela sede. Desmontando-se a válvula observou-se a existência de impurezas como poeira e limalhas de usinagem no interior da válvula. Um novo conjunto idêntico foi preparado para o teste, porém tendo-se a precaução de fazer-se uma limpeza cuidadosa nas partes da válvula antes de proceder-se à montagem da mesma. Colocada para executar ciclos, o primeiro vazamento desta vez ocorreu com um número de ciclos de aproximadamente dez vezes o número de ciclos do primeiro teste. Isso leva a crer que o estado de limpeza da válvula pode ser um importante fator de ruído nos testes de vida útil. Por outro lado, quando o cliente instala e opera a válvula, talvez não utilize um fluido tão limpo e filtrado como o que é utilizado no sistema de testes experimental. Assim, a vida útil esperada em uma

aplicação de campo é variável, dependendo também das condições do ambiente de trabalho e das características do fluido de processo.

4.2. Definição dos parâmetros do processo e fatores controláveis

Conforme visto no Capítulo 3, os parâmetros do produto/processo prioritários para serem controlados são aqueles que obtiveram os maiores índices de priorização. Por ordem, a pressão, a temperatura, o torque na porca da haste, o diâmetro nominal da válvula (bitola) e o esmagamento das sedes.

Os testes de vida, que exigem ciclagem das válvulas, são substancialmente mais demorados que os testes de torque de acionamento. Assim, considerando restrições de tempo e orçamento, não seria viável testar um número maior do que três fatores. Como a durabilidade das válvulas deve, preferencialmente, ser informada ao cliente através de um valor único, e tanto temperatura como pressão de trabalho são valores que dependem da aplicação nas instalações industriais do cliente, optou-se por manter esses parâmetros constantes durante os ensaios.

Os parâmetros do produto/processo selecionados para serem controlados em vários níveis no experimento foram o torque na porca da haste, o diâmetro nominal da válvula (bitola) e o esmagamento das sedes. O material das sedes, o material das gaxetas, a esfericidade da esfera e a rugosidade da câmara receberam menor prioridade e foram mantidos constantes durante os experimentos. Para esses fatores mantidos constantes, o ajuste escolhido foi aquele que a equipe técnica considera o mais comum ou o mais adequado, a saber: temperatura – ambiente (de 20 a 30°C); pressão: no valor máximo admitido para essas válvulas 138 bar; material das sedes: PTFE, o material das gaxetas: grafite, a esfericidade da esfera 50 μm (valor usual obtido na produção) e a rugosidade da câmara 1,5 Ra (valor usual obtido na produção). Como optou-se por realizar os testes na temperatura ambiente, o fluido de teste escolhido foi água. Assim os testes puderam ser efetivados de maneira mais rápida e econômica do que se fosse utilizado gás.

O presente estudo foi realizado com válvulas de esfera em dois diâmetros nominais: ½” e 1 ½”. Esses diâmetros foram escolhidos por estarem próximos aos extremos de uma importante linha de válvulas. Essa linha é composta pelas bitolas de ¼” a 2”. Assim, esse estudo é representativo da linha de válvulas que poderia ser estabelecida após o desenvolvimento do protótipo. Completando as informações apresentadas na seção 4.1, a equipe técnica definiu os valores mínimos de vida útil dessas válvulas, estipulando em 500 ciclos para ambas antes que ocorra o primeiro vazamento.

Para os testes de vida, a bitola, o esmagamento da sede e o torque de aperto da porca da haste foram variados. Como, na opinião dos especialistas pode-se encontrar efeitos não lineares, optou-se pela escolha de um modelo experimental que contempla ensaios dos diversos fatores controláveis (exceto bitola) em mais de dois níveis.

4.3. Modelo estatístico e matriz experimental

Nesta etapa foi escolhido o modelo estatístico dos experimentos de vida. Com base nas informações coletadas, as matrizes experimentais foram projetadas, onde também foram estabelecidas as ordens dos ensaios.

Como são esperadas interações entre os fatores e efeitos não lineares, o modelo estatístico escolhido foi o Projeto Composto de Segunda Ordem (PCSO), recomendado para a modelagem de superfícies de resposta que envolvam efeitos lineares e quadráticos.

A matriz experimental para os experimentos de levantamento de vida útil encontra-se na Figura 38, que apresenta níveis modificados dos fatores bitola, esmagamento e torque na haste. Os valores reais não são apresentados por questões de sigilo industrial.

4.4. Equipamento de teste

O equipamento de teste utilizado foi o mesmo descrito em 3.4. O sistema de detecção e medição de vazamentos (Figura 39) é composto de contador de bolhas, dois medidores de vazamentos por deslocamento de menisco e dois rotômetros para grandes vazamentos.

4.5. Procedimentos de ensaio

A equipe técnica definiu os procedimentos dos ensaios de vida útil, conforme descrito nesta seção. Paralelamente, foram desenhadas as planilhas de coletas de dados para facilitar o controle e anotação dos resultados dos experimentos.

Ordem do ensaio	Número	Bitola	Esmag. sede	Torque haste
1	1	1/2"	0,63	10,88
3	2	1/2"	1,07	10,88
22	3	1 1/2"	0,93	29,31
24	4	1 1/2"	1,37	29,31
23	5	1 1/2"	1,37	18,69

21	6	1 1/2"	0,93	18,69
4	7	1/2"	1,07	17,13
2	8	1/2"	0,63	17,13
26	9	1 1/2"	1,15	24,00
5	10	1/2"	0,85	14,00
6	11	1/2"	0,85	14,00
25	12	1 1/2"	1,15	24,00
7	13	1/2"	0,50	14,00
29	14	1 1/2"	1,15	15,50
8	15	1/2"	1,20	14,00
30	16	1 1/2"	1,15	32,50
27	17	1 1/2"	0,80	24,00
28	18	1 1/2"	1,50	24,00
9	19	1/2"	0,85	9,00
10	20	1/2"	0,85	19,00
38	21	1 1/2"	1,50	24,00
19	22	1/2"	0,85	9,00
20	23	1/2"	0,85	19,00
37	24	1 1/2"	0,80	24,00
17	25	1/2"	0,50	14,00
39	26	1 1/2"	1,15	15,50
18	27	1/2"	1,20	14,00
40	28	1 1/2"	1,15	32,50
35	29	1 1/2"	1,15	24,00
36	30	1 1/2"	1,15	24,00
15	31	1/2"	0,85	14,00
16	32	1/2"	0,85	14,00
12	33	1/2"	0,63	17,13
14	34	1/2"	1,07	17,13
31	35	1 1/2"	0,93	18,69
33	36	1 1/2"	1,37	18,69
34	37	1 1/2"	1,37	29,31
32	38	1 1/2"	0,93	29,31
13	39	1/2"	1,07	10,88
11	40	1/2"	0,63	10,88

Figura 38: Matriz experimental para os testes de vida

Fonte: elaborada pelo autor



Figura 39: Sistema de detecção e medição de vazamentos com contador de bolhas, medidores de vazamentos por deslocamento de menisco e rotômetros

Fonte: elaborada pelo autor

Antes do início dos testes, os equipamentos de medição foram calibrados e certificados. Os eixos instrumentados foram calibrados quanto ao torque indicado.

A Tabela 3 apresenta os parâmetros que foram mantidos constantes durante os experimentos, a fim de reduzir o ruído experimental.

A seguir é apresentado o procedimento padronizado que foi adotado para aplicação do torque de aperto na porca da haste. a) Fazer a pré-montagem da haste no corpo da válvula; b) Aplicar o torque indicado na porca da haste (sem conformar a arruela trava); c) Acionar a válvula 5 vezes com um movimento vagaroso e contínuo em um intervalo de 5 segundos entre cada acionamento; d) Reaplicar o torque na porca da haste até o valor indicado; e) Conformar a arruela trava sem alterar o posicionamento da porca da haste, mesmo que as suas faces planas não estejam alinhadas com as abas da arruela trava; f) Medir o torque de acionamento na haste da válvula; g) Montar o restante da válvula; h) Medir o torque de acionamento da válvula completa, sem pressão interna.

A seqüência adotada para a coleta dos dados de vida útil das válvulas consistiu de: a) montar as válvulas no sistema de teste em suas respectivas posições; b) pressurizar a válvula à montante (entrada de pressão pelo lado de baixo da válvula) com água; c) realizar a abertura da

válvula; d) realizar o fechamento da válvula, certificando-se que seja ocasionado o diferencial de pressão máximo rapidamente quando a esfera interromper a passagem do fluido, a fim de registrar o máximo torque de fechamento; e) repetir os passos b) a d) até 3000 ciclos, reapertando a porca da haste quando necessário, aplicando o torque inicial especificado e o respectivo giro necessário, registrando a ocorrência; f) a cada parada, coletar 3 assinaturas; g) esgotar a água, aplicar ar comprimido a 7 bar e guardar 1 minuto para acomodação das vedações; h) medir a taxa de vazamento pela sede; i) realizar as paradas para coleta de assinatura e medição de vazamentos, com os seguintes números de ciclos: 0, 50, 100, 200, 500, 1000, 1500, 2000, 2500 e 3000; j) sempre que ocorrer vazamentos pelas gaxetas, reapertar a porca da haste com o torque especificado para aquela configuração de válvula, anotando o ângulo aproximado de aperto da porca. Por exemplo 1/4 de volta ou 1/2 volta.

Condições gerais dos testes: a) Fluido de teste: água; b) Pressão de teste: PMT; c) Temperatura: ambiente; d) Medição do vazamento: 7 bar com ar comprimido; e) Velocidade de acionamento: 90° a cada 8 segundos; f) Coleta da assinatura: na PMT com água.

Os dados coletados durante os ensaios foram: a) Taxa de vazamento pela sede; b) Giro necessário na porca da haste para restabelecer o torque inicial d) assinaturas da válvula; e) número de ciclos.

Outras recomendações utilizadas durante os testes a fim de alcançar melhor a organização dos dados e minimizar erros foram: a) Preparar a planilha de coleta de dados (organizar o arquivo de aquisição automática de dados) com antecedência; b) Padronizar todos os procedimentos de teste; c) Utilizar sempre o mesmo torquímetro; d) Calibrar o torquímetro; e) Utilizar sempre o mesmo equipamento de teste; f) Padronizar tempos de aplicação e velocidade de carga; g) Utilizar equipamento para medição de vazamentos calibrado.

4.6. Análise e modelagem

Nessa etapa, as variáveis de resposta foram modeladas como função dos fatores controláveis. Apoiados nos resultados dos experimentos, foram construídos modelos não lineares para a previsão da vida útil nas diferentes situações possíveis (ajustes no esmagamento das sedes e torque na porca da haste). Paralelamente, foram geradas tabelas de médias e gráficos dos fatores principais e das interações significativas.

Inicialmente, foi utilizada a ANOVA para verificar a influência dos fatores esmagamento da sede e torque na porca da haste sobre o número de ciclos até o vazamento. A ANOVA indicou que, considerando o intervalo investigado, os dois fatores ensaiados não exerceram efeito

significativo sobre o número de ciclos até o início ou intensificação dos vazamentos. Os vazamentos verificados ocorreram em tempos independentes do esmagamento da sede e do torque na porca da haste.

Tendo em vista esse resultado, para cada uma das bitolas, os dados referentes ao número de ciclos até o vazamento foram considerados como uma única amostra. Apoiado nessas amostras, para cada bitola de válvula de esfera (diâmetro ½” e 1 ½”), foram construídos modelos de confiabilidade que representam o comportamento referente ao início do vazamento na sede, vazamento intenso na sede, início do vazamento na haste e segundo reaperto na haste.

Os modelos foram construídos utilizando rotinas de ajuste de distribuições de probabilidades aos tempos de vida. As rotinas utilizadas seguem o método da máxima verossimilhança, considerando dados completos ou dados truncados. As distribuições de confiabilidade testadas foram: Weibull, Gamma, Lognormal e Normal. O modelo de Weibull forneceu o melhor ajuste em todos os casos, baseado no teste do chi-quadrado. A expressão de confiabilidade Weibull é dada por:

$$R(t) = e^{-\left[\frac{(t-L)}{\theta}\right]^\gamma} \quad (\text{eq. 27})$$

Na construção dos modelos, o número de ciclos foi utilizado como a variável que indica tempo de uso (t). Assim, foram monitorados: (i) Número de ciclos até o início do vazamento na sede; (ii) Número de ciclos até vazamento intenso na sede (vazamento > 8333 mm³/s); (iii) Número de ciclos até o início do vazamento na haste; (iv) Número de ciclos até o segundo reaperto na haste.

Foi observado que os vazamentos na sede (início ou intensificação, para as válvulas de ½” e de 1 ½”) seguiam distribuições de Weibull com aproximadamente o mesmo parâmetro de forma. Assim, por questões de consistência, para os vazamentos na sede foi utilizado o mesmo parâmetro de forma (Gamma = 1,27) em todos os modelos, e a rotina de máxima verossimilhança foi usada para estimar os demais parâmetros em cada caso. Os demais parâmetros referem-se à Localização (L) e Escala (Theta).

Similarmente, foi observado que os vazamentos na haste (início ou segundo reaperto, para as válvulas de ½” e de 1 ½”) seguiam distribuições de Weibull com aproximadamente o mesmo parâmetro de forma. Assim, por questões de consistência, para os vazamentos na haste foi utilizado o mesmo parâmetro de forma (Gamma = 1,00) nesses modelos, e a rotina de máxima verossimilhança foi usada para estimar os demais parâmetros em cada caso. Os demais parâmetros referem-se à Localização (L) e Escala (Theta).

4.6.1. Modelagem da vida útil

Nesta seção os vazamentos pela sede e pela haste são analisados sob o aspecto de confiabilidade e possíveis causas para as falhas são levantadas.

4.6.1.1. Vazamentos pela sede

Conforme mencionado na seção anterior, para obter o melhor ajuste aos dados coletados, foram utilizados diferentes modelos de distribuição de tempo de vida. O modelo que forneceu o melhor ajuste foi o modelo de Weibull. A determinação dos parâmetros do modelo de Weibull foi feita com o apoio do software Proconf, que possui as rotinas de máxima verossimilhança para tratar com amostras completas ou censuradas.

	Início do vazamento 1/2"	Vazamento intenso 1/2"	Início do vazamento 1 1/2"	Vazamento intenso 1 1/2"
Falhas	16	11	19	18
Truncados	4	9	1	2
Forma γ	1,27	1,27	1,27	1,27
Localização L (ciclos)	94	219	42	99
Escala θ (ciclos)	2203	5133	991	2313
T10 (ciclos)	469	1093	211	492
T50 (ciclos)	1745	4066	785	1832
MTBF (ciclos)	2139	4984	963	2246

Tabela 5: Parâmetros da distribuição de Weibull para as diferentes análises de vazamento na sede

Fonte: elaborada pelo autor

Os modelos obtidos para vazamentos na sede aparecem na Tabela 5, enquanto as respectivas curvas de confiabilidade aparecem na Figura 40.

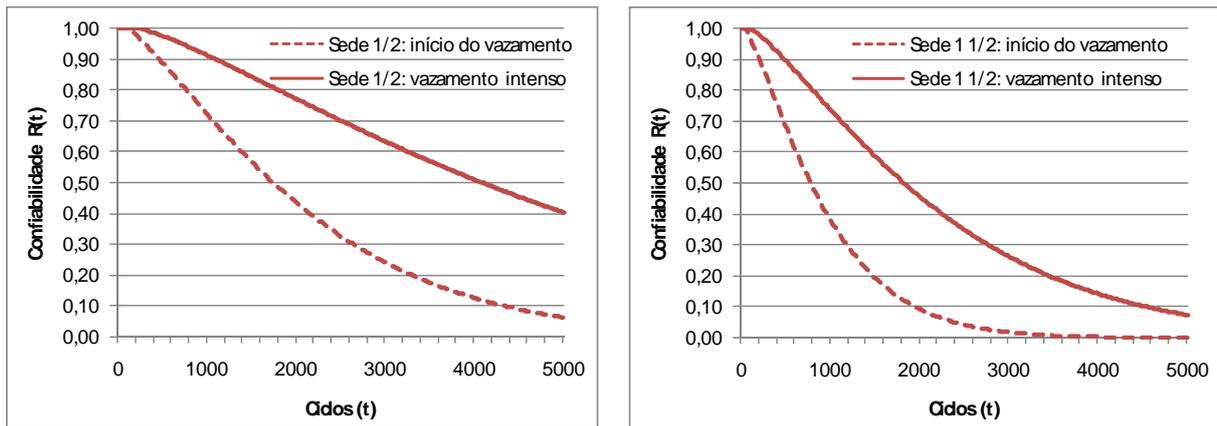


Figura 40: Curvas de confiabilidade para o número de ciclos até o vazamento na sede

Fonte: elaborada pelo autor

Como pode ser observado na Figura 40, para qualquer número de ciclos, no que concerne a vazamentos na sede, a confiabilidade da válvula de 1/2" é superior a confiabilidade da válvula de 1 1/2". Isso é evidente quando são considerados os tempos característicos T10, T50 e o próprio MTBF.

Vale esclarecer que a confiabilidade refere-se à probabilidade de uma válvula sobreviver, sem vazamentos, a um número de ciclos determinado. T10 corresponde ao tempo (número de ciclos) em que 10% da população já terá falhado. T50 corresponde ao tempo (número de ciclos) em que 50% da população já terá falhado. MTBF corresponde ao tempo (número de ciclos) médio até a falha. Os modelos a seguir permitem o cálculo da confiabilidade associada a um número de ciclos t :

$$\text{- Início do vazamento na sede válvula } 1/2'': \quad R(t) = e^{-\left[\frac{(t-10)}{2200}\right]^{1,27}} \quad (\text{eq. 28})$$

$$\text{- Vazamento intenso na sede válvula } 1/2'': \quad R(t) = e^{-\left[\frac{(t-10)}{2200}\right]^{1,27}} \quad (\text{eq. 29})$$

$$\text{- Início do vazamento na sede válvula } 1 \ 1/2'': \quad R(t) = e^{-\left[\frac{(t-10)}{992}\right]^{1,27}} \quad (\text{eq. 30})$$

$$\text{- Vazamento intenso na sede válvula } 1 \ 1/2'': \quad R(t) = e^{-\left[\frac{(t-10)}{992}\right]^{1,27}} \quad (\text{eq. 31})$$

Os dados da Tabela 5 e Figura 40 revelam que o número de ciclos até o vazamento na sede segue um modelo de Weibull com parâmetro de forma = 1,27. Contudo, componentes mecânicos, como é o caso das válvulas de esfera, deveriam apresentar parâmetro de forma similar a 2,0 que corresponde à taxa de falha linearmente crescente (ver, por exemplo, Yang, 2007). O parâmetro de forma relativamente baixo implica em maiores volumes de falha nos tempos iniciais.

Esse comportamento pode ser observado tanto nas válvulas de ½” como na válvula de 1 ½”. Por exemplo, apesar da válvula de ½” possuir MTBF superior a 2.000 ciclos (para o início do vazamento na sede), o que pode ser considerado satisfatório, o T10 é inferior a 500 ciclos. Ou seja, apesar de, em média, as válvulas de esfera de ½” suportarem 2.000 ciclos sem vazamento, 10% dessas válvulas apresentam falha (vazamento na sede) antes de completar 500 ciclos.

O parâmetro de forma relativamente baixo e conseqüente maior volume de falhas nos períodos iniciais usualmente está associado a problemas de projeto, fabricação dos componentes ou na montagem. A correção desses problemas poderia aproximar o T10 do MTBF, melhorando substancialmente o desempenho das válvulas de esfera no que concerne a vida útil livre de vazamentos.

Uma nova reunião com os especialistas foi realizada com o objetivo de levantar-se possíveis causas para a variabilidade dos resultados, ocorrência prematura de vazamentos e vazamentos de intensidades extremas. Premissas dos testes: (i) as válvulas foram montadas com a passagem na vertical, com a entrada de pressão por baixo; (ii) a ciclagem das válvulas foi feita com água na pressão máxima de trabalho das válvulas, com a pressão entrando por baixo; (iii) durante a ciclagem das válvulas, a abertura das mesmas sempre foi feita com diferencial de pressão entre montante e jusante, o qual estava à pressão atmosférica; (iv) os testes de vedação foram feitos de um lado só, com ar comprimido a 7 bar, com a pressão entrando por baixo; (v) tanto a ciclagem como os testes de vedação foram feitos somente na temperatura ambiente; (vi) as sedes utilizadas nos experimentos tinham as faces traseiras (de encosto contra o corpo) planas. A reunião foi conduzida de forma que todos puderam emitir livremente suas opiniões. As possíveis causas levantadas nessa reunião estão registradas abaixo.

a) Os vazamentos esperados pelas sedes estão associados ao desgaste natural das vedações. Com o desgaste, as pistas de vedações das sedes assumem um formato mais esférico do que a própria esfera. Com pressão baixa, a força da esfera sobre a sede a jusante é baixa, fazendo com que a sede não consiga copiar perfeitamente a superfície da esfera. Além disso, o desgaste sempre se produz de forma irregular, tanto nas sedes como na esfera. Superfícies irregulares em contato têm menor capacidade de adequarem-se umas às outras. Esse é o mecanismo de degradação natural das características de vedação esperado. Esse tipo de degradação natural, por estar associado ao desgaste dos materiais, tem a tendência de se comportar de forma contínua, mas com crescimento e variabilidade moderados.

b) Em trabalho realizado pelo autor, fez-se uma série de experimentos com vedações de PTFE. Nesses experimentos, utilizaram-se dispositivos simulando o corpo da válvula, as sedes e a esfera. Aplicaram-se cargas à esfera, que foi empurrada contra a sede, equivalente àquelas

provocadas pelo fluido sob pressão. Ao repetir-se a aplicação da carga por várias vezes, percebeu-se que o deslocamento da esfera aumentava a cada ciclo (Figura 41).

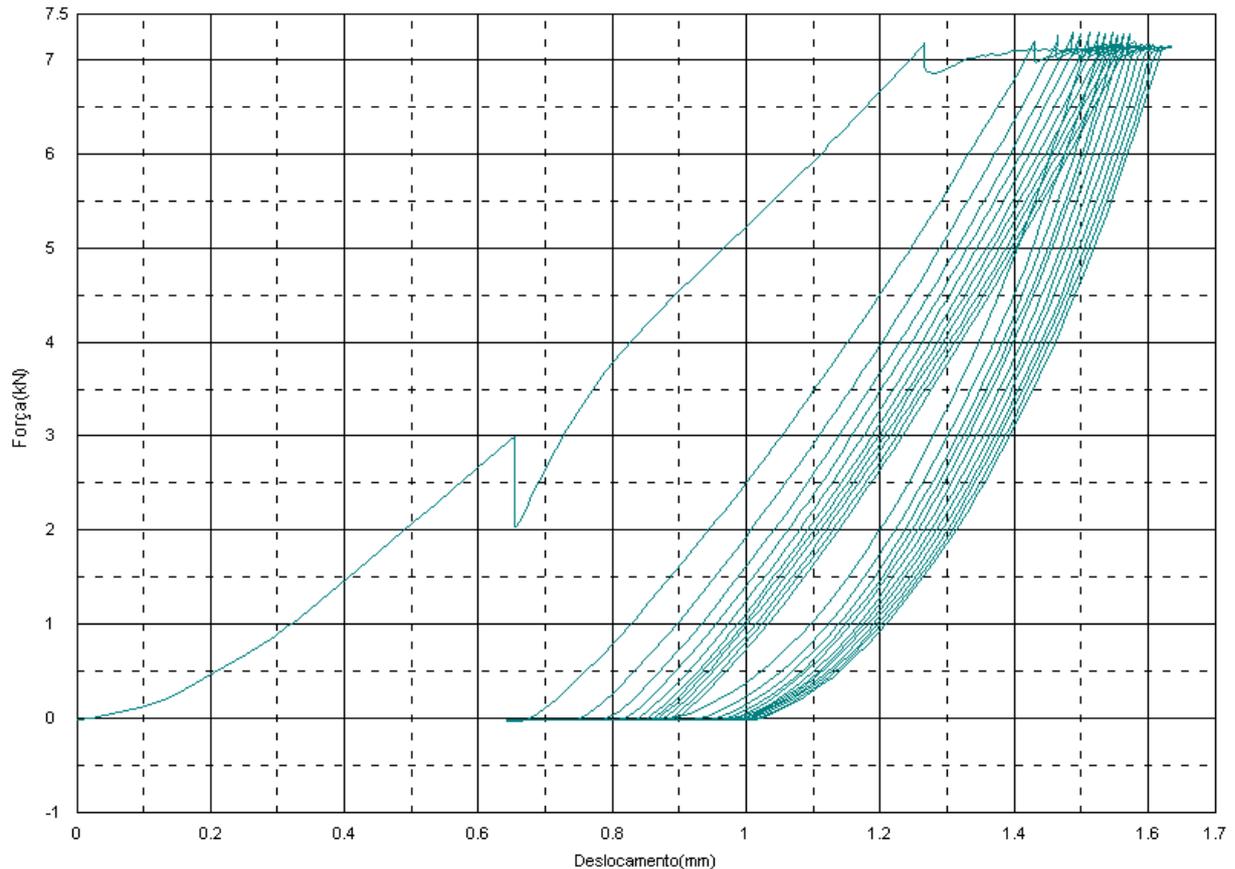


Figura 41: Gráfico força x deformação das sedes com repetição do carregamento

Fonte: elaborada pelo autor

Nos testes de confiabilidade, em cada ciclo a esfera foi pressionada contra a sede a jusante. Também nas paradas para avaliar-se eventuais vazamentos, a esfera foi pressionada contra a sede a jusante. Desta forma, a sede a jusante recebeu repetidos esforços que podem ter ocasionado uma deformação permanente tal que eliminou por completo o pré-esmagamento das sedes. Como as válvulas foram testadas com a passagem na vertical, com a entrada de pressão por baixo, ao testarem-se as válvulas, o ar levanta levemente a esfera, o que permite a entrada de ar no interior da cavidade (câmara entre o corpo e a esfera) da válvula. Como as sedes estão afastadas da esfera e esta tende, pelo peso próprio, a permanecer mais próxima da sede a montante, o ar que atingiu a cavidade da válvula tem livre passagem para passar entre a esfera a sede a jusante, constituindo um vazamento. Esse tipo de vazamento, por constituir uma deformação das sedes a cada aplicação de pressão, tem a tendência a comportar-se na forma de degraus, ou saltos na vazão do vazamento, porém ainda com variabilidade moderada.

c) Com as válvulas desmontadas foi possível detectar alguns resíduos de grafite, provenientes da degradação das gaxetas. Esses resíduos, sendo aprisionados entre a esfera e sede, durante o movimento de abertura ou fechamento, podem ter danificado as pistas de vedações das sedes, o que também levaria a vazamentos. Esse tipo de vazamento pode evidenciar-se com grande variabilidade, praticamente de forma aleatória, ou em saltos.

d) Com as válvulas desmontadas, analisando-se as sedes, descobriu-se que o desgaste na pista de vedação da sede a jusante não teve o formato esférico. As sedes utilizadas no experimento apresentaram um desgaste de forma ovalizada. Esse desgaste de forma anormal foi comprovado através da comparação da pista de vedação contra um padrão esférico. Todas as sedes que estavam montadas a jusante apresentaram desgaste de forma ovalizada no sentido da abertura da esfera. Quando a válvula está com a esfera na posição aberta (Figura 42 – A), não há diferencial de pressão entre montante e jusante, assim a esfera permanece centralizada em relação à haste. Ao fechar-se a válvula (Figura 42 – B), se não houver diferencial de pressão, a esfera ainda permanecerá centralizada em relação à haste. Como as válvulas testadas são do tipo flutuante, quando a esfera está na posição fechada e com diferencial de pressão (Figura 42 – C), a esfera desloca-se (Figura 42 – C-X), por força da pressão, no sentido montante → jusante. O deslocamento da esfera em relação à haste é livre porque na posição fechada a chaveta da haste / esfera (Figura 42 – C-H) está alinhada com o sentido da força provocada pela pressão (de montante para jusante). Esse deslocamento aumenta com a repetição da aplicação da pressão e também com o desgaste das sedes provocado pela ciclagem da válvula. Com a válvula na posição fechada e tendo diferencial de pressão, a esfera estará deslocada em relação ao centro da haste no sentido a jusante. Ao girar-se a alavanca e a haste no sentido da abertura da válvula, a esfera será forçada a girar fora do centro da haste (Figura 42 – D-x y). O giro da esfera fora de centro ocorrerá até que se abra uma passagem para o fluido entre a esfera e a sede. A esfera girando fora de centro provoca um esforço (Figura 42 – D-E) maior em um dos lados da sede a jusante. Esse esforço fora de centro deve provocar um desgaste de forma aproximadamente ovalizado da sede. Como a esfera é essencialmente esférica, a sede ovalizada não consegue copiar a esfera, levando a vazamentos. Esse tipo de vazamento é caracterizado por um salto inicial seguido de forte crescimento nos valores do vazamento. Esse esforço maior em um dos lados da sede tem como reação um esforço igual e contrário sobre a haste. Nesse momento, a chaveta da esfera pode não deslizar em relação à chaveta da haste, devido aos esforços de acionamento que provocam uma força de atrito entre as partes, transmitindo o esforço da sede para a haste. Assim, espera-se que os vazamentos prematuros nas sedes também tenham influência sobre os vazamentos prematuros nas gaxetas da haste.

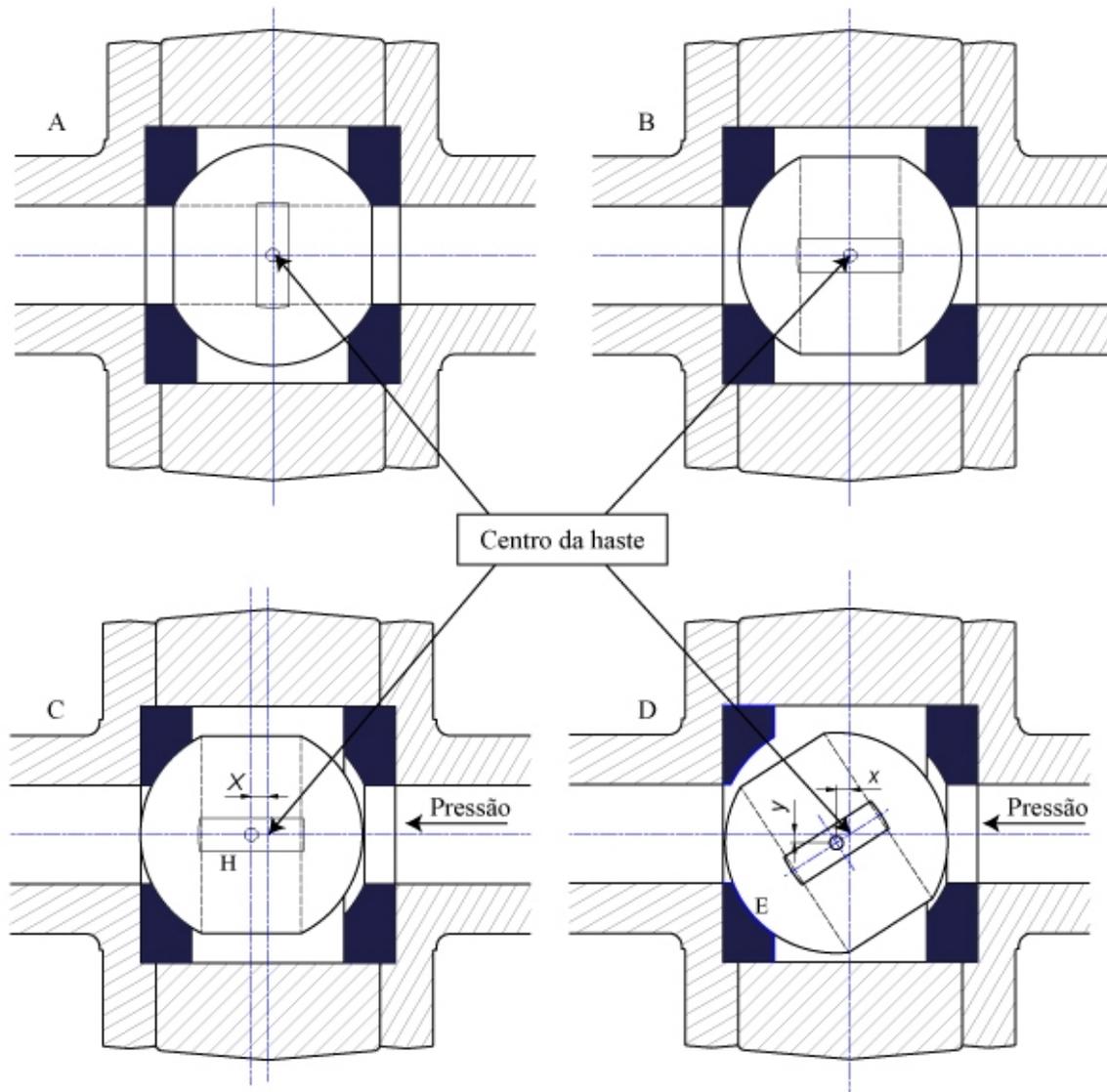


Figura 42: flutuação da esfera devido à pressão e giro excêntrico na abertura da válvula. O movimento foi ampliado com finalidades didáticas

Fonte: elaborada pelo autor

Feitas essas considerações, a equipe concluiu que: (i) nos testes, os vazamentos geralmente iniciam de forma moderada, por isso, nas fases iniciais, são associados ao desgaste natural das partes; (ii) as possíveis causas para a variabilidade dos resultados são, principalmente o desgaste da sede a jusante de forma irregular, devido ao giro excêntrico da esfera, bem como o eventual dano à sede a jusante causado pelos resíduos de grafite; (iii) as principais causas para os vazamentos extremos são o giro excêntrico da esfera e a deformação das sedes progressivamente com os ciclos de pressão. Pequenas variações angulares de posição da esfera, bem como diferenças na força de atrito da chaveta da esfera sobre a chaveta da haste, provocadas por diferentes estados de deformação entre as partes, podem ter contribuído para a ampliação na variabilidade dos resultados dos testes. Os resíduos de grafite encontrados no interior dos corpos

das válvulas são outro elemento que certamente contribuíram para a variabilidade dos resultados. Paralelamente, de acordo com a opinião da equipe, a ocorrência prematura de vazamentos é devida principalmente ao esforço repetido sobre a sede. Com a repetição dos esforços, a sede deforma-se plasticamente de forma progressiva. A partir do momento que, não havendo pressão, a tensão entre a esfera e as duas sedes for menor do que a pressão de teste, ao aplicar-se a pressão, esta penetrará na cavidade do corpo, podendo também ultrapassar a sede a jusante.

4.6.1.2. Vazamentos pela haste

Conforme mencionado na seção anterior, para obter o melhor ajuste aos dados coletados, foram utilizados diferentes modelos de distribuição de tempo de vida. O modelo que forneceu o melhor ajuste foi o modelo de Weibull. A determinação dos parâmetros do modelo de Weibull foi feita com o apoio do software Proconf, que possui as rotinas de máxima verossimilhança para tratar com amostras completas ou censuradas.

Os modelos obtidos para vazamentos na haste aparecem na Tabela 6, enquanto as respectivas curvas de confiabilidade aparecem na Figura 43.

	Início do vazamento 1/2"	Vazamento intenso 1/2"	Início do vazamento 1 1/2"	Vazamento intenso 1 1/2"
Falhas	13	6	8	1
Truncados	7	14	12	19
Forma γ	1,00	1,00	1,00	1,00
Localização L (ciclos)	386	787	440	899
Escala θ (ciclos)	7428	15153	8468	17307
T10 (ciclos)	1168	2383	1332	2721
T50 (ciclos)	5534	11289	6309	12894
MTBF (ciclos)	7813	15939	8907	18204

Tabela 6: Parâmetros da distribuição de Weibull para as diferentes análises de vazamentos na haste

Fonte: elaborada pelo autor

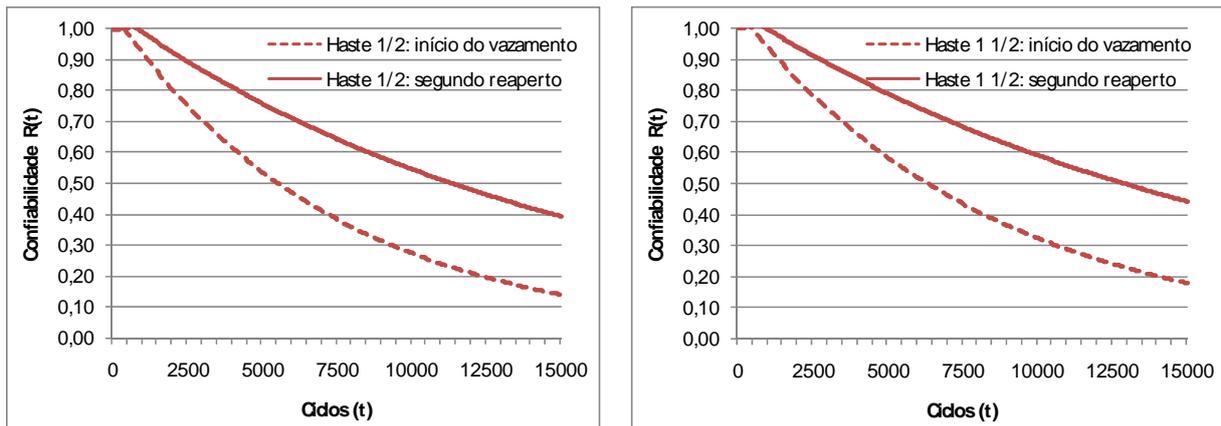


Figura 43: Curvas de confiabilidade para o número de ciclos até o vazamento na haste

Fonte: elaborada pelo autor

Como pode ser observado na Figura 43, para qualquer número de ciclos, no que concerne a vazamentos na haste, a confiabilidade da válvula de ½” é um pouco inferior à confiabilidade da válvula de 1 ½”. Isso pode ser confirmado analisando os tempos característicos T10, T50 e o próprio MTBF.

Vale esclarecer que a confiabilidade refere-se à probabilidade de uma válvula sobreviver, sem vazamentos, a um número de ciclos determinado. T10 corresponde ao tempo (número de ciclos) em que 10% da população já terá falhado. T50 corresponde ao tempo (número de ciclos) em que 50% da população já terá falhado. MTBF corresponde ao tempo (número de ciclos) médio até a falha. Os modelos a seguir permitem o cálculo da confiabilidade associada a um número de ciclos t:

- Início do vazamento na haste válvula ½”:

$$R(t) = e^{-\left[\frac{(t-000)}{7428}\right]^{2,00}} \quad (\text{eq. 32})$$

- Segundo reaperto na haste válvula ½”:

$$R(t) = e^{-\left[\frac{(t-787)}{2648}\right]^{2,00}} \quad (\text{eq. 33})$$

- Início do vazamento na haste válvula 1 ½”:

$$R(t) = e^{-\left[\frac{(t-440)}{2468}\right]^{2,00}} \quad (\text{eq. 34})$$

- Segundo reaperto na haste válvula 1 ½”:

$$R(t) = e^{-\left[\frac{(t-887)}{2780}\right]^{2,00}} \quad (\text{eq. 35})$$

Os dados da Tabela 6 e da Figura 43 revelam que o número de ciclos até o vazamento na haste segue um modelo de Weibull com parâmetro de forma = 1,00. Esse é um caso particular da distribuição de Weibull, que corresponde à distribuição Exponencial. Essa distribuição tem a característica de possuir taxa de falha constante ao longo do tempo. Esse comportamento é comum em componentes eletrônicos (por exemplo, chips micro-eletrônicos), que não apresentam desgaste com o tempo e, assim, a probabilidade de falha no primeiro ano ou a probabilidade de

falha no décimo ano (dado que o componente não tenha falhado nos anos anteriores) é essencialmente a mesma.

Contudo, componentes mecânicos, como é o caso das válvulas de esfera, deveriam apresentar taxa de falha crescente, o que corresponde à baixa probabilidade de falha no início da vida útil (baixa probabilidade de falha enquanto não houver desgaste acumulado). Componentes mecânicos típicos apresentam distribuição de Weibull com parâmetro de forma igual a 2,0, que corresponde a taxa de falha linearmente crescente.

Considerando o tempo de uso até 2.000 ciclos, a probabilidade de falha relativamente elevada observada no início da vida útil, no que concerne aos vazamentos na haste em válvulas de esfera, sugere a existência de problemas de projeto, de fabricação dos componentes ou na montagem, os quais, em princípio, poderiam ser identificados e eliminados.

O comportamento dos vazamentos observados nas válvulas de ½” e 1 ½” ilustram os comentários anteriores: apesar de possuírem MTBF próximo a 8.000 ciclos (para o início do vazamento na haste), o que é um valor considerado bom, o T10 é de apenas cerca de 1.200 ciclos. Ou seja, apesar de, em média, as válvulas de esfera de ½” e 1 ½” suportarem cerca de 8.000 ciclos sem vazamento, 10% dessas válvulas apresentam falha (vazamento na haste) antes de 1.200 ciclos. A correção de problemas de projeto, de fabricação dos componentes ou na montagem faria o T10 se aproximar do MTBF, melhorando substancialmente o desempenho das válvulas de esfera no que concerne a vida útil livre de vazamentos.

4.7. Comparação dos resultados obtidos com as especificações

Para comparar os limites de vazamentos previstos na norma com os valores encontrados, foram utilizados os modelos desenvolvidos para a válvula de ½” e de 1 ½” para estimar o T10 do início do vazamento (associado a vazamento zero mm³/s) e do vazamento intenso (associado a 8.333 mm³/s). Lembrando que o T10 do início do vazamento corresponde ao tempo (número de ciclos) em que 10% da população já terá apresentado algum vazamento, enquanto que o T10 do vazamento intenso corresponde ao tempo (número de ciclos) em que 10% da população já terá apresentado vazamento intenso. Unindo esses dois pontos, foram obtidas retas que representam a transição do início do vazamento até a condição de vazamento intenso. Essas retas foram plotadas nas Figuras 44 e 45, juntamente com os limites estabelecidos na norma.

A norma pede para essas válvulas uma vida útil de 20 anos (Figura 15), com número de ciclos médio (entre o mínimo e o máximo especificados) de 2750 ciclos. Os testes de cada válvula tiveram a duração aproximada de 30 dias para alcançar 3000 ciclos. Para 2750 ciclos

seriam necessários 27,5 dias. Assim, o experimento simulou um período de 20 anos, em 27,5 dias. Isso corresponde a um fator de aceleração de 266. Embora tenha sido obtido um fator de aceleração elevado, essa aceleração não afetou os resultados dos ensaios, uma vez que entre um ciclo e outro, havia tempo para o material se acomodar. Desta forma, não houve geração anormal de calor nem foram induzidos outros modos de falha.

4.7.1 Válvula de ½”

A Figura 44 mostra os limites de vazamentos pelas sedes estabelecidos pela norma em comparação aos valores de T10 encontrados nos testes com as válvulas de ½”. Os valores encontrados para o número de ciclos até a ocorrência de vazamentos estão aquém dos limites estabelecidos pela norma.

A comparação entre os valores de T10 e os limites da norma deixa claro que um percentual superior a 10% não atende a norma. Assim, seria necessário revisar o projeto, a fabricação ou a montagem dessas válvulas em busca de possíveis melhorias que reforçassem o produto em relação a vazamentos.

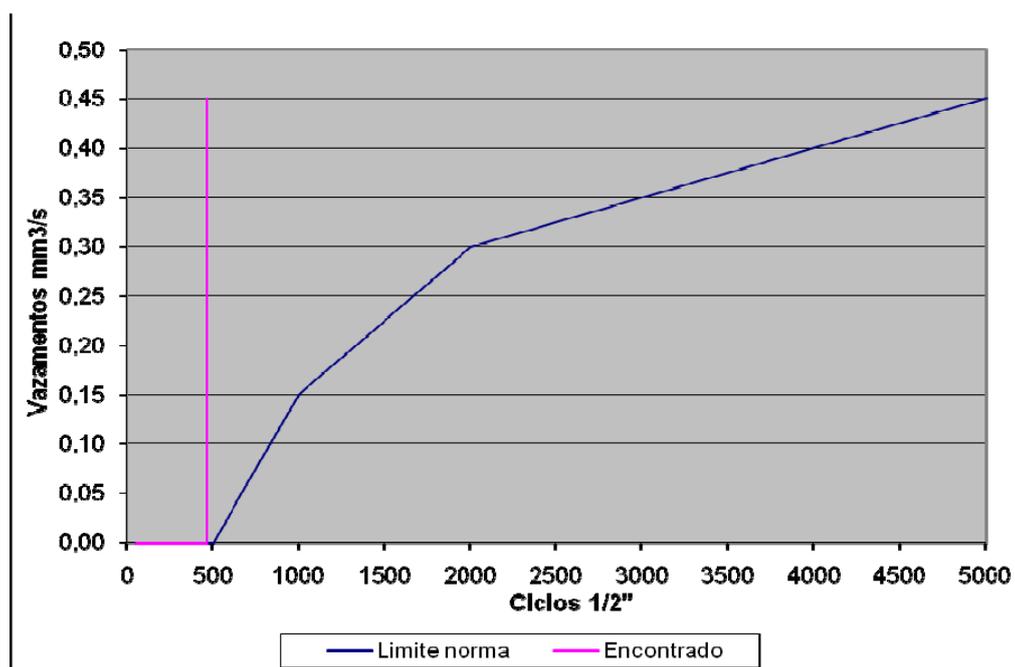


Figura 44: Comparativo dos limites de vazamentos estabelecidos pela norma com o T10 encontrado nos testes das válvulas de ½”

Fonte: elaborada pelo autor

Os vazamentos pela haste, na válvula de ½”, iniciaram (T10) com 1168 ciclos. Para restabelecer-se o torque inicial de aperto da porca da haste foi necessário, em média, um giro de ¼ de volta da porca da haste.

4.7.2 Válvula de 1½”

A Figura 45 mostra os limites de vazamentos estabelecidos pela norma em comparação aos valores de T10 encontrados nos testes. Novamente, os valores encontrados para o número de ciclos até a ocorrência de vazamentos estão aquém dos limites estabelecidos pela norma. A comparação entre os valores de T10 e os limites da norma deixa claro que um percentual superior a 10% não atende a norma. Assim, também para o caso da válvula de 1 ½”, seria necessário revisar o projeto, a fabricação ou a montagem dessas válvulas em busca de possíveis melhorias que reforçassem o produto em relação a vazamentos.

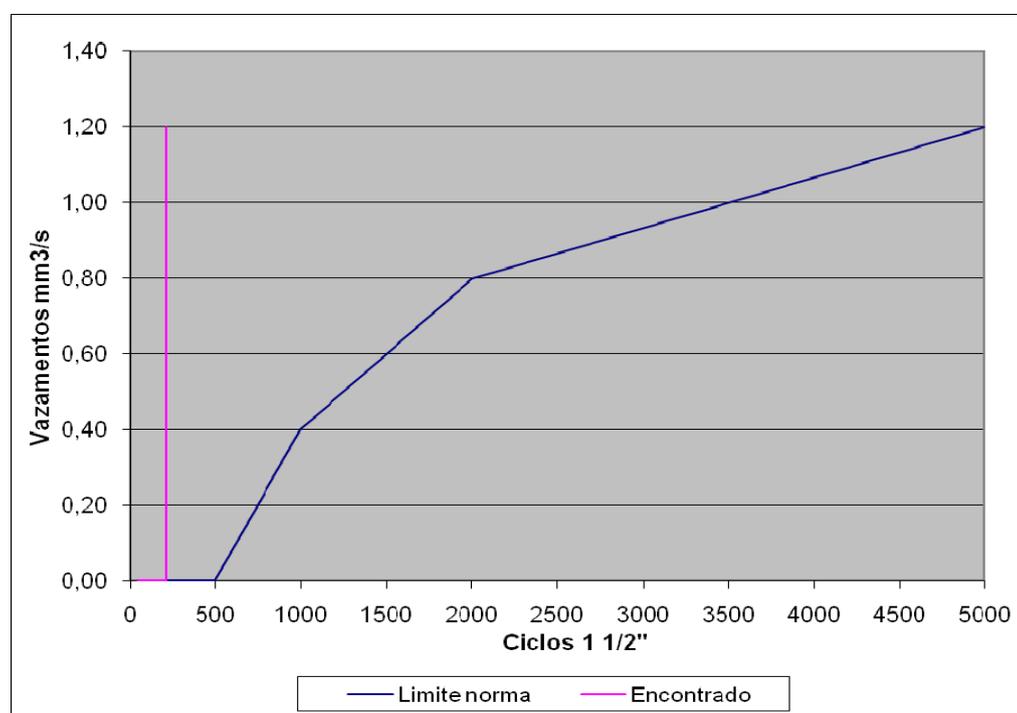


Figura 45: Comparativo dos limites de vazamentos estabelecidos pela norma com o T10 encontrado nos testes das válvulas de 1 1/2”

Fonte: elaborada pelo autor

Os vazamentos pela haste, na válvula de 1½”, iniciaram (T10) com 1332 ciclos. Para restabelecer-se o torque inicial de aperto da porca da haste foi necessário, em média, um giro de 1/2 de volta da porca da haste.

4.8. Melhor ajuste dos parâmetros de montagem considerando torque máximo de acionamento e ciclos até o vazamento

Na medida em que o esmagamento da sede e o torque na porca da haste não exerceram efeito significativo no número de ciclos até o vazamento, recomenda-se que o ajuste desses fatores seja efetuado considerando o torque máximo de acionamento desejado. Assim, o procedimento para definir o ajuste ótimo dos parâmetros de montagem é aquele especificado no final das seções 3.6.1 e 3.6.2 (que visa otimizar o torque máximo de acionamento).

Para válvulas de $\frac{1}{2}$ ", entra-se com os valores de temperatura de trabalho, pressão de trabalho e torque máximo desejado; especifica-se um valor considerado adequado para o esmagamento da sede e, utilizando a equação 25, calcula-se o torque na porca da haste recomendado para atingir o torque máximo desejado. Alternativamente, entra-se com os valores de temperatura de trabalho, pressão de trabalho e torque máximo desejado; especifica-se um valor considerado adequado para o torque na porca da haste e utilizando a equação 25 calcula-se o esmagamento da sede recomendado, para atingir o torque máximo desejado.

Para válvulas de $1 \frac{1}{2}$ ", entra-se com os valores de temperatura de trabalho, pressão de trabalho e torque máximo desejado; e utilizando a equação 26 calcula-se o torque na porca da haste recomendado para atingir o torque máximo desejado. Nas válvulas de $1 \frac{1}{2}$ ", o esmagamento da sede não exerceu efeito significativo sobre o torque máximo de acionamento e pode ser utilizado em um valor intermediário (valor intermediário = 1,10 mm).

5. COMENTÁRIOS FINAIS

5.1 Conclusões

Este trabalho abordou os temas Válvulas Industriais de Esfera flutuantes, Projeto de Experimentos, Confiabilidade, Ensaios Acelerados e Modelo de Degradação. Inicialmente, foi apresentada uma revisão da literatura referente a esses temas. Assim, foram abordados vários aspectos do funcionamento e dos componentes de válvulas de esfera. Referente a Projeto de Experimentos, foram vistos como os fatores influenciam na variável de resposta e como utilizar a Metodologia de Superfície de Resposta para otimização de produtos e processos. Nos estudos de Confiabilidade, foi discutido como determinar a vida útil média de produtos bem como a distribuição dos tempos até a falha. Nos Ensaios Acelerados, foi visto como obter resultados de vida em tempos menores do que os que ocorrem na realidade.

O objetivo principal de análise de protótipos de válvulas industriais de esfera foi alcançado pela identificação dos fatores que influenciam no torque de operação das válvulas, determinados através de experimentos planejados e testes de durabilidade acelerados, que determinaram a vida útil das válvulas, permitindo análise da degradação das vedações.

Segundo Erenchinov e Zimin (2007), as forças de atrito e de aderência entre os componentes móveis que resultam no torque necessário para o acionamento de válvulas dependem da geometria das partes, da pressão, da temperatura, dos materiais em atrito, das características tribológicas do fluido e do tempo. Alguns desses fatores foram evidenciados nos experimentos deste trabalho. Paralelamente, conforme Firkin e Matveev (2000), mínimas imperfeições entre a esfera e sede podem criar caminhos para os vazamentos. Isso foi evidenciado nos testes de vida, onde a ciclagem das válvulas provocou desgastes irregulares entre as partes levando a vazamentos.

No procedimento utilizado nos ensaios de medição de torque, foram feitas repetições de ensaios, utilizando duas válvulas com a mesma configuração testadas em momentos distintos. Com a repetição, foi possível quantificar a variabilidade do torque. Também houve preocupação com a aleatorização da ordem dos ensaios. A aleatorização é um dos aspectos fundamentais do projeto de experimentos, pois distribui o efeito dos fatores de ruído, permitindo uma análise mais precisa dos fatores em estudo.

Os ensaios de torques das válvulas de ½” permitiram desenvolver um modelo de previsão de torque máximo de acionamento. Através do modelo, foi analisada a influência dos parâmetros estudados sobre o torque. Em temperaturas baixas, de 0 a 60°C, tanto o esmagamento das sedes como o torque de aperto da porca da haste não mostraram influência sobre o torque máximo de

operação da válvula. A partir desse limite, o torque máximo diminui com o aumento da temperatura. A pressão não exerceu efeito significativo sobre o torque máximo de acionamento. Em todas as situações testadas, o aumento no torque de aperto da porca da haste conduz a um aumento no torque máximo de acionamento.

Similarmente, os ensaios de torques das válvulas de 1 ½” permitiram desenvolver um modelo de previsão de torque máximo de acionamento. Observou-se que, para as condições de pressão e de torque na porca da haste estudadas, o torque máximo diminui com o aumento da temperatura. Em todo o intervalo de torque na porca da haste investigado, o efeito da temperatura sobre o torque de acionamento é aproximadamente o mesmo. O esmagamento da sede não exerceu efeito significativo sobre o torque máximo. A pressão exerce um efeito quadrático sobre o torque máximo de acionamento. De forma geral, até um certo valor de transição, o aumento da pressão diminui o torque máximo de acionamento e, a partir deste valor de transição, o aumento adicional da pressão provoca um aumento no torque máximo de acionamento. O valor de transição depende tanto da condição de temperatura como do torque na porca da haste. O efeito do torque na porca da haste depende da condição de pressão. No caso em que a pressão é baixa (~ 5 Bar), o aumento no torque da porca da haste diminui levemente o torque máximo de acionamento. No caso em que a pressão é moderada (~ 75 Bar), o aumento no torque da haste praticamente não altera o torque máximo de acionamento. No caso em que a pressão é elevada (~ 150 Bar), o aumento no torque da haste provoca um aumento no torque máximo de acionamento. O efeito é aproximadamente o mesmo para todas as condições de temperatura. O esmagamento na sede não exerceu efeito significativo sobre o torque de acionamento das válvulas de 1 ½”. Assim, recomenda-se que este fator seja mantido em seu nível intermediário, facilitando a montagem.

Os testes de vida útil permitiram estabelecer a curva de confiabilidade das válvulas de ½” e 1½”. A vida útil foi avaliada através do número de ciclos até o início do vazamento. Foram obtidas as curvas de confiabilidade que indicam a probabilidade dessas válvulas suportarem, sem apresentar vazamento, um certo número de ciclos. Apoiado nas curvas de confiabilidade, foram estimados o T10 (que corresponde ao número de ciclos em que 10% da população já terá falhado), o T50 (que corresponde ao número de ciclos em que 50% da população já terá falhado) e o MTBF (número de ciclos médio até a falha).

Os testes de vida útil das válvulas de ½” e 1½” mostraram resultados inferiores `aqueles especificados pela norma. Os primeiros vazamentos ocorreram em ciclagem inferior ao especificado. A progressão do vazamento com a ciclagem foi superior ao especificado. A variabilidade da vida útil das válvulas foi maior do que o indicado pela literatura.

Dentre os possíveis motivos para esses resultados desfavoráveis estão as seguintes possibilidades: (i) deformação excessiva da sede a jusante devido ao carregamento repetitivo durante a ciclagem e testes de vedação; (ii) resíduos de grafite provenientes da degradação das gaxetas, sendo aprisionados entre esfera e sedes, causando danos à pista de vedação das sedes; (iii) desgaste descentrado da sede a jusante causado pelo giro fora de centro da esfera.

Quanto aos vazamentos ocorridos pela haste, a norma não especifica limites, apenas orienta que, caso ocorram, seja feito o reaperto da porca da haste para extinguir o vazamento. No caso da válvula de ½”, foi necessário, em média, um giro de ¼ de volta na porca da haste para restabelecer o torque de aperto. Já no caso da válvula de 1 ½”, foi necessário, em média, um giro de ½ volta na porca da haste para restabelecer o torque de aperto. Esses foram valores médios encontrados nos testes. Para aplicações em geral, caso a válvula permaneça mais tempo com vazamentos, pode ser necessário um giro maior da porca da haste para restabelecer o torque de aperto, ou até a completa substituição das gaxetas.

5.2 Sugestões para trabalhos futuros

A primeira sugestão de trabalhos futuros está associada diretamente ao desenvolvimento das válvulas estudadas. Nesse sentido, recomenda-se: (i) utilizar material de maior rigidez nas sedes; (ii) estudar possíveis benefícios de pré formação desse novo material contra a superfície da esfera; (iii) refazer estudo do novo material de vedação, com respeito à resistência à pressão e temperatura com repetição de carregamento; (iv) aumentar dureza da esfera para minimizar o desgaste; (v) melhorar a esfericidade da esfera para garantir vedação mesmo com pequeno diferencial de pressão; (vi) aumentar o diâmetro interno da pista de vedação para que, com menor giro da haste, já haja comunicação montante / jusante; (vii) aumentar robustez das chavetas da esfera e da haste, a fim de minimizar esforços localizados que podem gerar deformações levando a erros de posição da esfera; (viii) melhorar a precisão do encaixe das chavetas da esfera e da haste, a fim de minimizar erros de posição da esfera; (ix) permitir mínima flutuação da esfera para evitar o giro excêntrico; (x) estudar formas de evitar que resíduos de grafite atinjam as vedações; (xi) estudar a viabilidade de energização das sedes com a finalidade de garantir contato mínimo entre sedes e esfera, mesmo após desgaste devido ao alto número de ciclos.

Uma segunda sugestão de trabalhos futuros envolve refazer os testes de confiabilidade com o produto desenvolvido, especificando paradas a cada ciclo, com a finalidade de permitir que a vedação se acomode à geometria da esfera e fazer os testes de vedação em ambos os lados.

Feito isso, é importante comparar os novos resultados com estes obtidos no presente estudo. Paralelamente, os testes de confiabilidade poderiam ser refeitos utilizando temperatura para obter maior aceleração na obtenção dos resultados.

Por fim, após as melhorias implantadas no produto, recomenda-se que sejam refeitas as medições de torques de acionamento, que deverão apresentar menor variabilidade, confirmando que as causas reais de variação tenham sido efetivamente eliminadas ou minimizadas.

REFERÊNCIAS

1. ABIMAQ. <http://www.abimaq.com.br/>. 2008.
2. ABNT. NBR 15827 - **Válvulas Industriais Para Instalações de Exploração, Refino e Transporte de Produtos de Petróleo – Requisitos de Projeto e Ensaio de Protótipo**. Associação Brasileira de Normas Técnicas. Rio de Janeiro, RJ. 2007.
3. ANIKEENKO V. A., IONOV S. G., LEVIN V. N., GUSAK O. V., PRODAN V. D. **Determining The Internal Friction Coefficient For Gland Packing**. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 43, Nos. 7–8, Plenum Publishing Corporation, 2007.
4. ASME BPE 2005 – **The American Society of Mechanical Engineers - Bioprocessing Equipment**. New York, NY, USA. 2006.
5. BENAC, D. J.; PAGE, R. A.. **Integrating Design, Maintenance, and Failure Analysis to Increase Structural Valve Integrity**. ASM International, 2001.
6. BERGSTRÖM, J.S.; HILBERT JR., L.B. **A Constitutive Model For Predicting The Large Deformation Thermomechanical Behavior Of Fluoropolymers**. Mechanics of Materials 37 Menlo Park, CA, USA. 2005.
7. BICKFORD, J. H.; NASSAR, S.. **Handbook of Bolts and Bolted Joints**. Marcel Dekker, Inc., New York, N. Y., 1998.
8. BLOCH, HEINZ P.. **Improving Machinery Reliability - Practical Machinery Management for Process Plants**. Elsevier Science, Burlington, MA, USA. 1998.
9. BOCK, H. G.; KORKEL, S., KOSTINA, E.; SCHLODER, J. P. **Robustness Aspects in Parameter Estimation, Optimal Design of Experiments and Optimal Control**, Interdisziplinäres Zentrum für Wissenschaftliches Rechnen (IWR), Universität Heidelberg, 2006.
10. BORGES, W. S.; COLOSIMO, E. A.; FREITAS, M. A.. **Métodos Estatísticos e Melhoria da Qualidade: Construindo a Confiabilidade em Produtos**. ABE – Associação Brasileira de Estatística, Cidade Universitária, São Paulo, 1996.
11. BOZHKO, G. V.. **Influence of Type of Loading on Deformation Characteristics of Fluoroplastic-4 Gaskets**. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 43, Nos. 11–12, 2007.
12. BOZHKO, G. V. **Force Analysis For A Ball-Seating Valve With Ptfе Seal**. Pipeline Fittings. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 36, Nos. 11–12, Plenum Publishing Corporation, 2000.
13. CALADO, VERÔNICA ; MONTGOMERY, C. DOUGLAS. **Planejamento de Experimentos usando o *Statistica***. Rio de janeiro: E-paper, 2003.

14. CROSBY, PHILLIP B. **Quality Is Free**. Mcgraw-Hill Book Company, 1980. New York, New York, USA.
15. DHILLON, B. S. **Design Reliability – Fundamentals and Applications**, CRC Press LLC, Boca Raton, Florida, USA, 1999.
16. DU PONT DO BRASIL S.A.. **Dados de Projeto Mecânico**. 1989.
17. ECHEVESTE, M. E. S. Planejamento da Otimização de Projetos de Experimentos Industriais. Dissertação defendida para o título de Mestre em Engenharia do Programa de Pós Graduação em Engenharia de Produção, UFRGS, 1997.
18. ELSAYED, E. A.. **Reliability Engineering**. Corporate & Professional Publishing Group – Addison Wesley Longman, Inc. Reading, Massachussets, USA. 1996.
19. ERENCHINOV, D. K., ZIMIN, V. V.. **Study Of Features Of Final Burnishing of Ball-Valve Plugs**. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 43, Nos. 11–12, 2007
20. EUTHYMIU, E. J. / PETROBRAS. **One Company’s Experience in Subsea Valve Testing** OTC - Offshore Technology Conference- Petróleo Brasileiro S.A. 2002,
21. FIRKIN, V. M.; MATVEEV, A. P. **Ensuring The Airtightness of Valve Devices For Proportioning Pumps, Compressors, Pumps, And Refrigeration Equipment**, Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 36, Nos. 1-2, 2000.
22. FORSMAN, CAMILLA; MORIN, JENNY. **World Valve – Development of an Outdated Valve Range**. Lulea University of Tecnology – Ergonomic Design & Production Engineering – Master of Science Programme. 2005.
23. GOMEZ, FAUSTINO COBARRUBIA. **Labour, Capital and Society - Commentary A Perspective on Globalization and Development**, ANEC, Cuba, 1999.
24. GROVE, EDWARD; DIBIASIO, ADELE; CARBONARO, JOSEPH. **Preliminary Assessment of Valve Ist Effectiveness**. ASME/NRC Symposium On Valve And Pump Testing. Brookhaven National Laboratory, Upton, New York, 1994.
25. GUIMARÃES, L. B. de M. . **Design/Desenvolvimento de Produto**. 1. ed. Porto Alegre: FEENG, 2008. v. `1.
26. HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J.. **Fundamentos de Física - Vol. 2 - Gravitação, Ondas, Termodinâmica**. LTC Editora. Rio de Janeiro, RJ. 2006.
27. HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J.. **Fundamentos de Física: Mecânica – Vol. 1**. LTC Editora. Rio de Janeiro, RJ. 2006.
28. HICKS, CHARLES R.; TURNER, KENNETH V.. **Fundamental Concepts in the Design of Experiments**. 5. ed. New York: Oxford University Press, 1999.
29. IBGE – Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística. <http://www.ibge.gov.br/home/>. 2008

30. ISO 5208. **Industrial Valves – Pressure Testing of Valves**. International Standardization Organization. Genève, Switzerland. 1993.
31. JIJU, ANTONY DE. **Design of Experiments for Engineers and Scientist**. New York: Elsevier, 2003.
32. KARELIN, I. N. **Safety, Diagnosis, And Repair - Improving The Design Reliability Of Petroleum Pipeline Components On Repair** Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 41, Nos. 9–10, 2005
33. KLIMOV, YU. F.; KONOVALOV, V. I.; KARYAKIN, V. N. **Technological Examples Of The Use Of Ball Valves**. Chemical and Petroleum Engineering, Vol. 36, Nos. 9–10, 2000.
34. LEVIN, M. A.; KALAL, T. T.. **Improving Product Reliability – Strategies and Implementation**. John Wiley & Sons Ltd, Chichester, West Sussex, England. 2003.
35. MONTGOMERY, C. DOUGLAS. **Design and analysis of experiments**. 5th ed. New York: Wiley, 2001.
36. NELSON, W. **How to Analyze Reliability Data**. American Society for Quality Control – Statistics Division. Milwaukee, Wisconsin, USA. 1983.
37. NEUBECK, K..**Practical Reliability Analysis**. Pearson Prentice Hall, Upper Saddle River New Jersey, USA. 2004.
38. NIST / SEMATECH. Engineering Statistics Handbook <http://www.itl.nist.gov/div898/handbook/tool aids/pff/index.htm> .2006
39. PAREDES, R.S.C.; AMICO, S.C.; D’OLIVEIRA, A.S.C.M. **The Effect Of Roughness And Pre-Heating Of The Substrate On The Morphology Of Aluminum Coatings Deposited By Thermal Spraying**. Surface & Coatings Technology 200, Elsevier. 2006.
40. PIAZZA, GILBERTO, **Introdução à Engenharia da Confiabilidade**, Caxias do Sul, EDUCS, 2000.
41. RIBEIRO, J. L. D. **Confiabilidade de Componentes e Sistemas**. Engenharia de Produção - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2007.
42. RIBEIRO, J. L. D. **Projeto de Experimentos**. Engenharia de Produção - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2007.
43. RIBEIRO, J. L. D. **Seminário de Pesquisa 1**. Engenharia de Produção - Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2007.
44. SHAMES, I.H. **Introdução à Mecânica dos Sólidos**. Prentice Hall, Brasil, 1983.

45. SIMKO, DAVE. **The Effect of Thermal Cycling on Seals In Ball Valves And Clamp-Type Fittings**. Pharmaceutical Engineering, vol 22, n° 6, 2002.
46. SKOUSEN, PHILIP L. **Valve Handbook – Second Edition**. Mcgraw Hill Handbooks, New York, NY, USA, 2004.
47. TOBIAS, P. A.; TRINDADE, D. C. **Applied Reliability**. International Thomson Publishing, Inc., New York, N.Y., 2nd Edition, 1995.
48. VIZA VALVES: <http://www.vizavalve.com/p-ball-FM-fs.html>. 2008.
49. WONG, JOHN - **China's Economy in 2006/2007: Managing High Growth for Faster Structural Adjustment. China & World Economy**. Institute of World Economics and Politics, Chinese Academy of Social Sciences, 2007.
50. YANG, G.. **Life Cycle Reliability Engineering**. John Wiley & Sons, Inc. Hoboken, New Jersey, USA. 2007.

ANEXOS

Anexo 1 – Modelo de regressão escolhido para a válvula de ½”

Análise de Regressão Múltipla

Variáveis Independentes:

h1 (torque na porca da haste)

t1 (temperatura)

e1 (esmagamento da sede)

 Variável dependente: Tmaxopen (torque máximo de acionamento)

Parâmetro	Estimativa	Desvio padrão	Estatística T	Valor-P
CONSTANTE	8,98051	1,28922	6,96584	0,0000
h1^2	4,13707	0,72752	5,68654	0,0000
t1^2	-6,03	0,94879	-6,35546	0,0000
t1*e1	5,41173	1,191	4,54386	0,0001

Análise de Variância

Fonte	Soma dos quadrados	Df	Média Quadrática	Taxa-F	Valor-P
Modelo	271,888	3	90,6293	32,53	0,0000
Resíduos	94,7234	34	2,78598		
Total (Corr.)	366,611	37			

R-quadrado = 74,1624 %

R-quadrado (ajustado para Df.) = 71,8827 %

Desvio padrão da estimativa. = 1,66913

Desvio absoluto médio = 1,47025

Anexo 2 - Modelo de regressão escolhido para a válvula de 1½

Análise de Regressão Múltipla

Variáveis Independentes:

h1 (torque na porca da haste)

t1 (temperatura)

p1 (pressão)

 Variável dependente: Tmaxopen

Parâmetro	Estimativa	Desvio padrão	Estatística T	Valor-P
CONSTANTE	130,049	4,39348	29,6011	0,0000
(p1*t1)^0,5	-61,5124	5,28072	-11,6481	0,0000
(p1*h1)^2	10,9622	1,34935	8,12404	0,0000
t1*(h1^2)	-10,9744	2,56209	-4,28337	0,0002

Análise de Variância

Fonte	Soma dos quadrados	Df	Média Quadrática	Taxa-F	Valor-P
Modelo	4437,78	3	1479,26	48,82	0,0000
Resíduos	999,846	33	30,2984		
Total (Corr.)	5437,62	36			

R-quadrado = 81,6124 %

R-quadrado (ajustado para Df.) = 79,9408 %

Desvio padrão da estimativa. = 5,5044

Desvio absoluto médio = 5,14763