

THOBIAS POSSEBON

ANÁLISE DE FADIGA E CONFIABILIDADE EM HASTES DE PISTÃO DE
COMPRESSORES ALTERNATIVOS

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Rogério José Marczak Dr., Eng.

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**ANÁLISE DE FADIGA E CONFIABILIDADE EM HASTES DE PISTÃO DE
COMPRESSORES ALTERNATIVOS**

THOBIAS POSSEBON

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS RE-
QUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**Prof. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica**

BANCA EXAMINADORA:

**Prof^ª. Dra. LETÍCIA FLECK FADEL MIGUEL
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. JUAN PABLO RAGGIO QUINTAS
UFRGS / DEMEC**

**Prof. Dr. JUN SÉRGIO ONO FONSECA
UFRGS / DEMEC**

**Porto Alegre
2010**

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a minha família, de modo especial aos meus pais Antonio e Maria, que sempre me deram todo suporte e apoio necessário.

à minha namorada, pela paciência e apoio nas horas de dificuldade.

ao meu orientador, *Prof. Dr. Rogério José Marczak*, que colaborou de forma incisiva esclarecendo minhas dúvidas.

à Braskem S/A e à todo seu corpo de engenharia, que de uma forma ou outra contribuíram para a conclusão deste trabalho. De forma especial ao Eng. Luis Fernando Pavão Gonçalves, pelo incentivo e ensinamentos passados ao longo deste trabalho.

“A mente que se abre a uma nova idéia,
jamais volta ao seu tamanho original”

Albert Einstein

POSSEBON, T. **Análise de Fadiga e Confiabilidade em Hastes de Pistão de Compressores Alternativos**. 2010. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

Este trabalho visa uma análise de confiabilidade e fadiga em uma haste de compressor alternativo de pistão. A metodologia empregada para análise consiste no levantamento da solicitação na haste e cálculos de resistência à tração, flambagem e fadiga. São também apresentados resultados de confiabilidade e vida útil do componente. A junção deste estudo com ações de controle e monitoramento do equipamento resultam em um método preditivo de acompanhamento do desempenho da máquina. Este método possibilita trabalhar com maiores pressões de descarga do fluido e minimizar eventuais sobrecargas sobre o conjunto. O aumento da pressão de descarga representa ganhos significativos de produção e eficiência do processo.

PALAVRAS-CHAVES: Compressor Alternativo, Haste, Pistão, Fadiga, Rosca, Confiabilidade, Inércia.

POSSEBON, T. **Fatigue and Reliability Analysis on Reciprocating Compressors Piston Rod**. 2010. 26f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

This paper discusses a reliability and fatigue analysis on a reciprocating compressor piston rod. The methodology used consists in finding the real piston rod load and evaluating the tensile strength, buckling load and fatigue. Results of reliability and component life are also presented. This study, along with control actions and equipment monitoring, leads to a predictive monitoring machine performance. This method allows the equipment to operate in higher discharge pressures and minimizes occasional overloading. The increase in discharge pressure represents significant gains in production and process efficiency.

KEYWORDS: Reciprocating Compressor, Piston Rod, Piston, Fatigue, Thread, Reliability, Inertia.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. DINÂMICA DO EQUIPAMENTO	1
2.1 Cinemática do Mecanismo Biela e Manivela.....	2
2.1.1. Posição do Pistão	2
2.2.2. Velocidade do Pistão.....	3
2.2.3. Aceleração do Pistão	3
2.2. Cargas Dinâmicas na Haste	4
2.2.1. Força de Inércia na Haste.....	4
2.2.2. Força na haste devido à pressão do gás nas faces do pistão	4
2.2.3. Força combinada na haste	5
3. CÁLCULOS DE TRAÇÃO, COMPRESSÃO E FADIGA	6
3.1. Cálculo da Tração na Haste	6
3.2. Cálculo de Compressão e Flambagem da Haste	6
3.3. Fadiga.....	7
4. ESTUDO DE CONFIABILIDADE	11
4.1. Falha por Sobrecarga	11
4.2. Falha por Desgaste	12
4.3. Resultados de Confiabilidade e Fadiga.....	13
5. CONCLUSÃO.....	15
REFERÊNCIAS	16
APÊNDICE A – CÁLCULO DA PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO	17
ANEXO A – FOTO DO COMPRESSOR ANALISADO	19

1. INTRODUÇÃO

Compressores alternativos de pistão são largamente utilizados em plantas industriais. A capacidade de imprimir altas pressões em fluidos os torna peculiares e alvos de constantes estudos. Muitas vezes, a confiabilidade e produtividade de uma unidade industrial são ditadas por estes equipamentos.

As condições máximas de operação dos compressores ou não são conhecidas, ou são subdimensionadas por fatores de segurança conservativos. Estimá-las exige uma série de análises que abrangem todo equipamento. No entanto, os pontos mais fracos desta cadeia podem ser conhecidos.

No presente trabalho, é estudada a rosca da haste do pistão de um compressor alternativo. O foco está no estudo da rosca por esta ser o fator limitante do aumento da pressão de sucção do compressor, a qual acarreta um aumento na jusante. Esta afirmação apóia-se em estudos de fabricante e em históricos de falha.

O compressor estudado é de dois estágios de compressão e de duplo efeito, ou seja, a compressão é realizada nos dois lados do pistão. A haste estudada será do primeiro estágio do compressor, devido às maiores forças em que está submetida. Dois casos particulares para o primeiro cilindro serão estudados: 'Caso A', que representa a situação atual de operação do equipamento com temperatura de descarga de 135°C e pressão de descarga de 735,5 kPa e o 'Caso B', que se trata de uma condição de operação com maior pressão de sucção e descarga, com temperatura e pressão de descarga de 135°C e 816,25 kPa respectivamente.

A análise da solicitação na haste considera a inércia do conjunto e as forças devido à pressão do gás. Os diferentes gases comprimidos pelo compressor e as variáveis de processo ditam a pressão do gás no interior do cilindro (Apêndice A). O controle dessas variáveis é fundamental para que não ocorram carregamentos que comprometam a vida útil da haste. Cálculos de resistência à tração, flambagem e fadiga são desenvolvidos a fim de predizer se as condições de operação estão dentro de um intervalo aceitável de segurança. São também apresentados resultados de confiabilidade e vida útil do componente.

2. DINÂMICA DO EQUIPAMENTO

Um compressor de deslocamento positivo se caracteriza por transformar o movimento rotativo em alternativo, através de um conjunto biela e manivela. Para chegar às cargas dinâmicas na haste, um estudo prévio da cinemática desse mecanismo é desenvolvido, a fim de obter a aceleração do pistão ou da haste em relação ao giro do virabrequim.

Para os cálculos do capítulo 2 utiliza-se a tabela 2.1. Os valores listados nesta tabela correspondem ao 'Caso B' de operação do compressor. Os valores da pressão de sucção e descarga são dados estimados (Apêndice A) e não coletados experimentalmente em campo.

Tabela 2.1: Dados físicos e de operação do compressor alternativo estudado

R	0,08	m	M_p	28	kg	T_s	45	°C
L_b	0,45	m	$P_{a-1^{\circ}est}$	79,68	kPa	T_d	135	°C
λ	0,178	adimensional	$P_{d-1^{\circ}est}$	815,25	kPa	n	1,21	adimensional
ω	74,351	rad/s	A_t	0,181	m ²	C_h	0,11	adimensional
L_h	0,955	m	A_h	0,1765	m ²	C_t	0,11	adimensional

onde R é o raio da manivela, m; L_b é o comprimento da biela, m; $\lambda=R/L_b$, adimensional; ω é a velocidade angular do virabrequim, rad/s; L_h é o comprimento da haste, m; M_p é a massa do pistão, kg; $P_{a-1^{\circ}est}$ é a pressão de admissão no 1º estágio do compressor no interior do cilindro, kPa; $P_{d-1^{\circ}est}$ é a pressão de descarga do 1º estágio do compressor no interior do cilindro, kPa; A_t é a área da face do pistão, lado tampa, m²; A_h é a área da face do pistão, lado gás, m²; T_s é a temperatura de sucção do gás no 1º estágio, °C; T_d é a temperatura de descarga do gás no 1º estágio, °C; n é o coeficiente politrópico do gás, adimensional; C_h é o espaço morto, lado haste, adimensional; C_t é o espaço morto lado tampa, adimensional.

2.1 CINEMÁTICA DO MECANISMO BIELA E MANIVELA

Para obter a carga real em que a haste está submetida, é necessário ter conhecimento das forças devido à inércia dos componentes internos e à pressão do gás sobre a face do pistão. É importante ressaltar que estas forças variam em função da rotação do virabrequim, ou seja, são dependentes do ângulo da manivela.

Uma relação com o movimento harmônico é mostrada nos gráficos, apenas a título de comparação.

2.1.1. Posição do Pistão

A equação da posição do pistão em função do ângulo da manivela nos permite avaliar a velocidade e aceleração do pistão através de suas derivadas. A aceleração será de extrema importância para o cálculo da força de inércia. Através da figura 2.1, chega-se a equação da posição do pistão em função do ângulo da manivela.

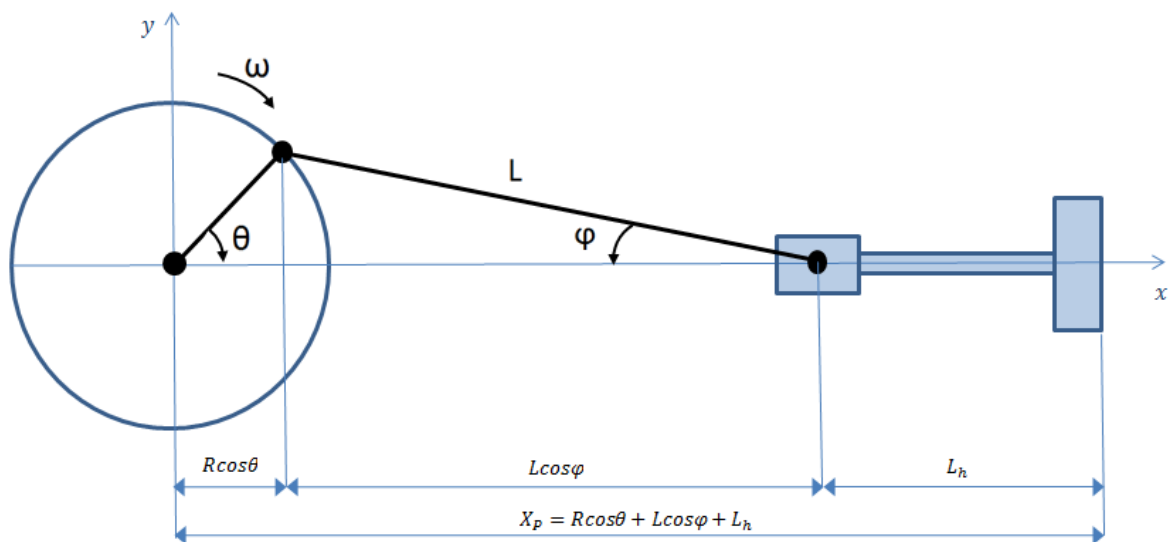


Figura 2.1: Mecanismo biela/manivela de um compressor alternativo de pistão

$$X_p = R \left(\cos\theta + \frac{1}{\lambda} - \frac{\lambda}{4} + \frac{\lambda}{4} \cos 2\theta + \frac{L_h}{R} \right) \quad (2.1)$$

onde X_p é a posição do pistão em relação ao centro do cilindro, m; O gráfico da posição do pistão em relação ao ângulo da manivela é dado pela figura 2.2., utilizando os dados da tabela 2.1.

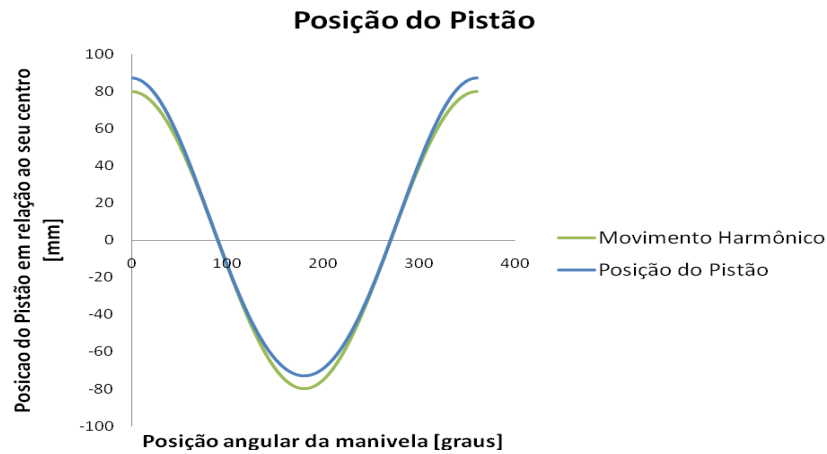


Figura 2.2: Posição do pistão em função do ângulo da manivela

2.2.2. Velocidade do Pistão

Com a primeira derivada da equação 2.1, obtém-se a equação da velocidade do pistão em função do ângulo da manivela.

$$V_p = -R\omega \left(\text{sen}\theta + \frac{\lambda}{2} \text{sen}2\theta \right) \quad (2.2)$$

onde V_p é a velocidade do pistão, m/s. A figura 2.3 mostra a variação da velocidade em função do ângulo da manivela, com base nos dados da tabela 2.1.

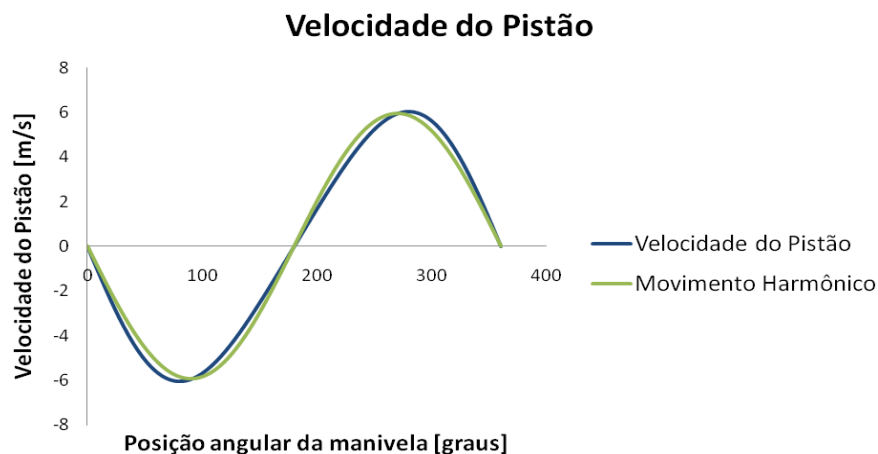


Figura 2.3: Velocidade do pistão em função do ângulo da manivela

2.2.3. Aceleração do Pistão

A aceleração do pistão pode ser calculada com a segunda derivada da equação 2.1 ou primeira derivada da equação 2.2:

$$a_p = -R\omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (2.3)$$

Onde A_p é a aceleração do pistão, m/s². Segue abaixo gráfico com aceleração do pistão em função do ângulo da manivela, utilizando os dados da tabela 2.1.

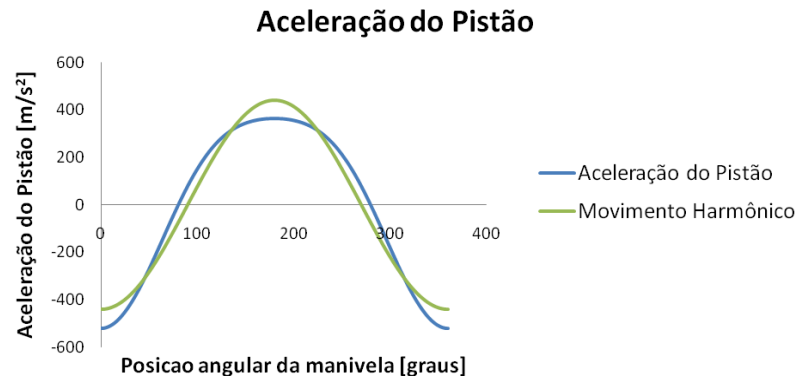


Figura 2.4: Aceleração do pistão em relação ao ângulo da manivela

2.2. CARGAS DINÂMICAS NA HASTE

Segundo Napoleão (2009), as cargas dinâmicas que atuam na estrutura do podem ser divididas em duas componentes: forças de inércia e forças devido à pressão do gás nas faces do pistão. Estas duas componentes somadas constituem a força combinada na haste, ou seja, a força resultante.

2.2.1. Força de Inércia na Haste

As forças de inércia são causadas pelas acelerações e desacelerações das massas dos componentes internos do compressor. A força de inércia na extremidade da haste enroscada no pistão depende apenas da massa do pistão, não devendo ser contabilizada a massa da haste e dos demais componentes.

$$F_i = -m_p R \omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (2.4)$$

em que F_i é a força de inércia na rosca superior da haste, kN; Para os cálculos de tração e compressão na haste (seções 3.1 e 3.2) o valor total da massa deverá ser a soma da massa do pistão mais a metade da massa da haste.

2.2.2. Força na haste devido à pressão do gás nas faces do pistão

Em um compressor de duplo efeito, a força na haste devido à pressão do gás deve ser tomada pela diferença das forças nos dois lados do pistão em função do ângulo da manivela. Para o cálculo analítico dessas forças considera-se o processo como politrópico, uma vez que o cilindro é refrigerado a água, havendo transferência de calor. Segundo Van Wylen, et. al., (2003) para tal processo chega-se a equação 2.5.

$$PV^n = \text{constante} \quad (2.5)$$

onde P é a pressão, Pa; V é o volume, m³; n é o coeficiente politrópico, adimensional. Napoleão (2009) parte da equação 2.5 para estimar a pressão do gás no cilindro, chegando às equações 2.6, 2.7, 2.8 e 2.9. Estas equações levam em conta a posição do pistão em função do ângulo da manivela e são válidas para intervalos fixos, constituindo o diagrama $p \times v$ do compressor.

$$P_{ct} = P_{at} \left(\frac{2R(1+C_t)}{2RC_t+X_{ct}} \right)^n \quad (2.6)$$

$$P_{et} = P_{3t} \left(\frac{2RC_t}{2RC_t+X_{et}} \right)^n \quad (2.7)$$

$$P_{eh} = P_{3h} \left(\frac{2RC_h}{2RC_h+X_{eh}} \right)^n \quad (2.8)$$

$$P_{ch} = P_{ah} \left(\frac{2R(1+C_h)}{2RC_h+X_{ch}} \right)^n \quad (2.9)$$

sendo P_{ct} a pressão de compressão lado tampa, Pa; P_{et} a pressão de expansão lado tampa, Pa; P_{eh} a pressão de expansão lado haste, Pa; P_{ch} a pressão de compressão lado haste, Pa; P_{at} a pressão de admissão lado tampa, Pa; P_{3t} a pressão inicial na expansão lado tampa, Pa; P_{3h} a pressão inicial na expansão lado haste, Pa; P_{ah} a pressão de admissão lado haste, Pa; X_{ct} , X_{et} , X_{eh} e X_{ch} uma relação da posição do pistão com o ângulo da manivela, m; C_t e C_h os espaços mortos lado tampa e lado haste, adimensional. Para o Caso B, P_{at} e P_{3t} valem 0,81 kgf/cm² (79,69 kPa); P_{3h} e P_{ah} valem 8,2 kgf/cm² (816,25 kPa).

2.2.3. Força combinada na haste

Conforme citado anteriormente, a força combinada na haste do pistão é a superposição das forças de inércia e das forças devido à pressão do gás na face do pistão, segundo equação 2.10.

$$F_R = F_i + F_g \quad (2.10)$$

onde F_R é a força combinada na haste ou força resultante, kN; F_i é a força de inércia na rosca superior da haste, kN; F_g é a força devido à pressão do gás nas faces do pistão, kN. Através das equações citadas anteriormente e dos valores da tabela 2.1, segue abaixo o gráfico correspondente às forças em que a haste está submetida.

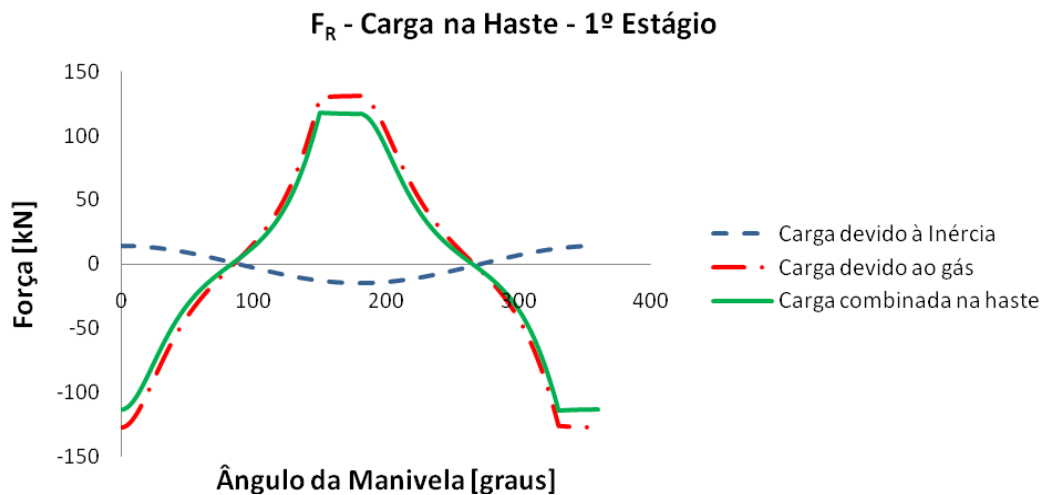


Figura 2.5: Gráfico da carga combinada na haste do pistão

Os dados da tabela 2.1 são para o ‘Caso B’ de operação do compressor. A força máxima de compressão encontrada foi de 117,6 kN e de tração 113,6 kN. A haste está submetida a

cargas cíclicas de tração e compressão, com número de picos bem evidenciados e consecutivos ao longo do tempo. Para efeito de cálculo de fadiga, será considerado 117,6 kN como solicitação máxima de tração e compressão, resultando em uma força média igual a zero.

Uma observação importante através da figura 2.5 é que a carga de inércia diminui os valores da carga combinada na haste para esta situação estudada.

3. CÁLCULOS DE TRAÇÃO, COMPRESSÃO E FADIGA

Neste capítulo são avaliadas as conseqüências na haste devido aos carregamentos de tração, compressão (verificação quanto possibilidade de flambagem). Para estes cálculos, será utilizado o ‘Caso B’, avaliando as conseqüências do aumento da pressão de sucção do compressor.

Uma análise de fadiga pelo Método da Vida sob Tensão também é apresentada, incluindo valores de coeficientes de segurança para a rosca superior da haste, local este identificado com maior probabilidade de falha.

3.1. Cálculo da Tração na Haste

Segundo Timoshenko (1983) no caso de tração axial, na qual todas as fibras têm o mesmo alongamento, a distribuição de forças sobre a seção transversal do corpo será uniforme. Para a tensão de tração na haste segue equação 3.1.

$$S_t = \frac{F_R}{A_{calc\ tração}} \quad (3.1)$$

onde S_t é a tensão de tração devido ao carregamento, MPa; F_R é a força combinada na haste, N; $A_{calc\ tração}$ é a área da menor seção para cálculo de tração, mm². O valor encontrado para S_t foi de 60,9 MPa, utilizando F_R de 107,3 kN e $A_{calc\ tração}$ de 1762mm². O valor utilizado para a força combinada na haste é menor do que o obtido na seção 2.3.3 pois, para cálculo de tração e compressão na haste, a massa considerada inclui metade da haste.

Segundo Kuniohi (1973) o fator de segurança para um aço duro sob carga alternada é igual a oito. Com isso chega-se ao valor da tensão admissível pela equação 3.2.

$$S_{adm} = \frac{S_{ut}}{n_t} \quad (3.2)$$

onde n_t é o fator de segurança para carga de tração, adimensional; S_{adm} é a tensão admissível, MPa; S_{ut} é a tensão de ruptura (tração), MPa. O resultado para S_{adm} foi de 98,1 MPa, sendo $S_{ut} = 784,5$ MPa e $n_t = 8$.

Portanto, para uma situação onde $S_t = S_{adm}$ a força combinada na haste assume o valor de 172,8 kN, que representa o máximo valor para que a haste atinja um fator de segurança igual a oito.

3.2. Cálculo de Compressão e Flambagem da Haste

Para o aço AISI 4140 os valores da tensão de ruptura devido à tração e compressão são os mesmos (S_{ut} e S_{uc} valem 784,5 MPa). Como as equações para o cálculo de resistência à tração e compressão são as mesmas (apenas diferindo em S_{ut} e S_{uc}), pode-se replicar o resultado da seção 3.1. Logo, o máximo valor para a força combinada na haste para carregamento de compressão é de 172,8 kN.

No entanto, a haste poderá estar sujeita ao colapso por flambagem, por ter índice de esbeltez significativo. Para o cálculo de flambagem do aço AISI 4140, foram considerados os seguintes dados:

Tabela 3.1: Dados para cálculo de flambagem na haste

S_y [MPa]	588,40	L_h [mm]	995
S_P [MPa]	500,14	E [MPa]	20878
d_f [mm]	75	F_R [kN]	111,3

onde S_y é a resistência ao escoamento, MPa; S_P é a tensão de proporcionalidade, MPa; d_f é o diâmetro da haste para cálculo de flambagem, mm; E é o módulo de elasticidade, MPa.

O primeiro passo é saber se a flambagem se dá em regime plástico ou elástico.

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{S_P}} \quad (3.3)$$

$$\lambda = \frac{L_{lf}}{\rho} \quad (3.4)$$

onde λ_0 é o índice de esbeltez oriundo da relação $S_{fl} = S_y$, MPa; λ é o índice de esbeltez, adimensional; L_{lf} é comprimento da haste relativo (dependente dos vínculos), mm; ρ é o raio de giração da seção, mm. A haste é bi-engastada, tomando o valor de $L_{lf} = L_h/2 = 497,5$ mm. Chegam-se assim nos valores de $\rho = 18,75$ mm, $\lambda_0 = 64,18$ e $\lambda = 26,53$.

Segundo Kunioshi (1973) o fator de segurança de flambagem para máquinas grandes é oito. Sendo $\lambda < \lambda_0$, a flambagem acontece em regime plástico, tomando-se as seguintes equações:

$$S_{adm\ flamb} = \frac{588,4 - 0,1214\lambda^2}{n_f} \quad (3.4)$$

$$S_f = \frac{F_R}{A_{calc\ flamb}} \quad (3.5)$$

onde $S_{adm\ flamb}$ é a tensão admissível de flambagem, Mpa; n_f é o fator de segurança de flambagem, adimensional; S_f é a tensão aplicada, MPa; $A_{calc\ flamb}$ é a área da haste para cálculo de flambagem, mm². Para as condições acima, $S_{adm\ flamb} = 62,87$ MPa e $S_f = 25,19$ MPa.

Assim sendo, quando $S_f = S_{adm\ flamb}$ a força combinada na haste vale 277,75 kN, que representa o máximo valor para que a haste atinja um fator de segurança de no mínimo oito.

3.3. Fadiga

A haste do pistão está submetida a solicitações cíclicas de tração e compressão alternantes ao longo do tempo. Esta configuração de carregamento diminui a resistência do material, podendo ocorrer falha por fadiga.

Um estudo de fadiga na rosca superior da haste será desenvolvido a fim de estimar qual o coeficiente de segurança do componente em relação às solicitações atuais. O material da haste é AISI 4140, dureza de 30 HRC e rosca laminada. A figura 3.1 ilustra o formato da parte superior da haste.

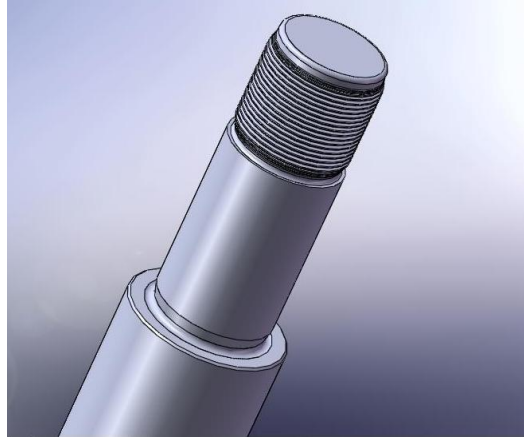


Figura 3.1: Vista aproximada da parte superior da haste, onde se encontra a rosca estudada.

A escolha da rosca superior da haste para estudo é baseada em histórico de falhas de outras hastes (onde a rosca era usinada), informações oriundas do fabricante e por ser a região da haste com menor beneficiamento da carga de inércia, a qual possui sinal contrário ao da força oriunda da pressão do gás.

A metodologia de cálculo de fadiga será pelo Método da Vida sob Tensão, o qual representa de forma adequada aplicações envolvendo alta ciclagem (SHIGLEY et. al, 2005). No presente trabalho, não serão feitos ensaios em laboratório da resistência à fadiga da rosca da haste. No entanto, para cálculos mais precisos, aconselha-se o levantamento da curva S-N em laboratório. Estimativas podem ser feitas utilizando a curva S-N do material e considerações de geometria, de acabamento superficial do material, modo de carregamento, temperatura e demais fatores. A tabela 3.2 indica os dados relevantes para o cálculo de fadiga na rosca da haste.

Tabela 3.2: Dados para cálculo de fadiga na rosca da haste

Haste Aço AISI 4140, dureza 30 HRC Rosca BSP 1.3/4" 11 fpp (55°)						
S_{ut}	784,53	MPa		d_{r-ISO}	50,91	Mm
S_y	588,40	MPa		A_d	2373,238	mm ²
D	53,74	mm		l_d	88,50	Mm
P	2,31	mm		L	142,50	Mm
$K_{f-rosca\ lam}$	3	adimensional		E_p	208780	MPa
K	0,20	adimensional		E_m	98000	MPa
l_t	36,05	mm		F_R	117,60	kN
d_m	52,24	mm		T	1863264,5	N.mm

onde S_{ut} é a resistência à ruptura (tração), MPa; S_y é a resistência ao escoamento, MPa; d é o diâmetro maior da rosca, mm; p é o passo da rosca, mm; $K_{f-rosca\ lam}$ é o coeficiente de resistência à fadiga de uma rosca laminada, adimensional; k é o coeficiente de torque, adimensional; l_t é o comprimento da porca rosqueada do archo, mm; d_m é o diâmetro médio do parafuso, mm; l_d é o comprimento da porca não-rosqueada em archo, mm; d_{r-ISO} é o diâmetro menor para rosca ISO (estimativa para rosca BSP Whitworth), mm; A_d é área de diâmetro maior do fixador, mm²; l é o agarramento, mm; E_p é o módulo de elasticidade da haste, MPa;

E_m é o módulo de elasticidade dos demais membros da junção parafusada, MPa; F_R é a carga combinada na haste, kN; T é o torque aplicado na porca, N.mm.

Como não foram encontrados dados da resistência à fadiga teórica do aço AISI 4140, utilizou-se dados do material 40CrMo4, o qual possui composição química muito similar. Segundo Boller e Seeger (1987) o valor pode ser retirado da equação 3.6.

$$\sigma_N = \sigma_f'(N)^b \quad (3.6)$$

onde σ_N é a resistência teórica à fadiga para um determinado número de ciclos, MPa; σ_f' e b são constantes do material; N é o número de ciclos de carregamento. Para o aço 40CrMo4, $\sigma_f'=1274$ N/mm² e $b=-0,078$ (Boller; Seeger, 1987).

O valor de S_f' refere-se a espécimes ensaiados em laboratório. Os fatores que quantificam os efeitos da condição de superfície, tamanho, carregamento, temperatura e itens variados, são identificados conforme equação 3.7.

$$S_f = S_s' K_a K_b K_c K_d K_e K_{div} \quad (3.7)$$

onde S_f é o limite de resistência a fadiga do componente, Mpa; K_a é o fator da condição da superfície, adimensional; K_b é o fator tamanho, adimensional; K_c é o fator dependente da carga, adimensional; K_d é o fator da influência da temperatura, adimensional; K_e é o fator de confiabilidade, adimensional; K_{div} é o fator de modificação por efeitos diversos, adimensional. Calculando a influência de cada um destes fatores, inclusive considerando os valores de desvio padrão, chegou-se ao menor resultado de S_f , sendo de 128,42 Mpa. Este valor baseou-se nas premissas de carregamento axial, superfície laminada (rosca), temperatura de operação de 135°C e confiabilidade de 99,9%.

A resistência à prova (S_p) da rosca da haste pode ser aproximada pela seguinte equação (SHIGLEY et. al, 2005).

$$S_p = 0,85S_y \quad (3.8)$$

onde S_y é a resistência ao escoamento do aço AISI 4140 com dureza HRC = 30, MPa. Com os dados da tabela 3.2 chega-se a $S_p = 500,14$ MPa.

A área de tração da rosca (A_t) pode ser obtida através da equação 3.9.

$$A_t = \frac{\left(\frac{d_m + d_r}{2}\right)^2}{4} \pi \quad (3.9)$$

onde A_t é a área de tração da rosca, mm²; d_m é o diâmetro médio do parafuso, mm; d_{r-ISO} é o diâmetro menor para rosca ISO (estimativa para BSP Whitworth), mm. O valor da área de tração é de 2088,83 mm.

O valor de ξ_1 vem através da equação 3.10.

$$\xi_1 = \frac{T}{K d S_p A_t} \quad (3.10)$$

onde ξ_1 é a parcela da resistência de prova agindo sobre o parafuso quando apertado (sem carga externa). O valor de ξ_1 é 0,17 para as condições da tabela 3.2 e valor de S_p .

Com o resultado de ξ_1 , pode-se calcular a tensão de pró-tensão.

$$\sigma_i = \xi_1 S_p \quad (3.11)$$

Onde σ_i é a tensão de pró-tensão, MPa. O resultado obtido de σ_i é 82,94 MPa.

Para o cálculo da tensão alternante (σ_a), é preciso encontrar o valor da fração da carga externa carregada pelo parafuso, através das equações seguintes.

$$K_p = \frac{A_d A_t E_p}{A_d l_t + A_t l_d} \quad (3.12)$$

$$K_m = \frac{0,577\pi E_m d}{2L_n \left(5 \frac{0,5774l + 0,5d}{0,5774l + 2,5d} \right)} \quad (3.13)$$

$$C = \frac{K_p}{K_p + K_m} \quad (3.14)$$

$$\sigma_a = \left(\frac{CF_R}{2A_t} \right) K_{f-rosca lam} \quad (3.15)$$

onde K_p é a rigidez efetiva estimada do parafuso na zona de retenção, adimensional; K_m é a razão de rigidez dos membros, adimensional; C é o valor da fração da carga externa carregada pelo parafuso, adimensional. O valor encontrado de C foi de 0,43, tomando como base os dados da tabela 3.1 e o valor de A_t . A tensão alternante resulta em 35,94 MPa.

A tensão média é a soma da tensão de pró-tensão e tensão alternante, conforme equação 3.16.

$$\sigma_m = \sigma_a + \sigma_i \quad (3.16)$$

onde σ_m é a tensão média, Mpa. Com a equação 3.16 o valor da tensão media é 118,93 MPa.

Para abordar os valores de resistência à fadiga do material, será utilizado o Critério de Goodman, devido a sua praticidade e por não ser tão conservativo como o Critério de Soderberg. Todavia, a escolha poderia ser feita por outro critério de falha, como os critérios de Soderberg, Gerber e de Energia de Distorção. Segue abaixo as equações que definem o Critério de Goodman.

$$S_m = \frac{S_{ut}(S_f + \sigma_i)}{S_f + S_{ut}} \quad (3.17)$$

$$S_a = S_m - \sigma_i \quad (3.18)$$

onde S_m é a resistência média do Critério de Goodman, Mpa; S_a é a resistência alternante do Critério de Goodman, MPa. Com os resultados obtidos pelas equações anteriores e pela tabela 3.2, chega-se a $S_m = 181,68$ MPa e $S_a = 98,68$ MPa, representados na figura 3.2.

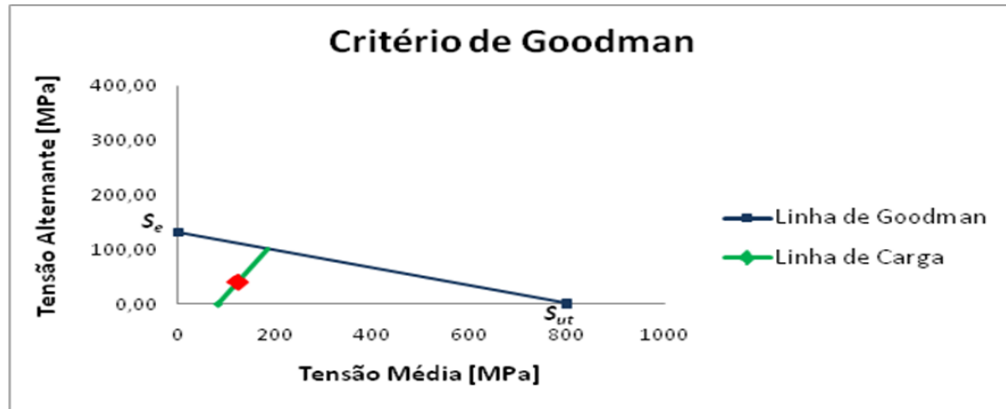


Figura 3.2: Diagrama de Goodman

Podemos então calcular os coeficientes de segurança, conforme as equações abaixo.

$$\eta_f = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad (3.19)$$

$$\eta_p = \frac{1}{\xi_2} \quad (3.20)$$

$$\eta_{fo} = \frac{S_{ut} A_t}{\frac{F_R}{2} \left(1 + \frac{S_{ut}}{S_y} \right)} \quad (3.21)$$

onde n_f é o coeficiente de segurança da junta, adimensional; n_p é o coeficiente de segurança do parafuso, adimensional; n_{fo} é o coeficiente de segurança com relação à possibilidade de abertura da junta, adimensional. Com os valores obtidos pelas equações anteriores e pela tabela 3.2, chega-se a $n_f = 2,75$, $n_p = 4,68$, $n_{fo} = 3,92$. Os resultados obtidos indicam que a haste está segura em relação à falha por fadiga segundo o Critério de Goodman e o Método da Vida sob Tensão.

4. ESTUDO DE CONFIABILIDADE

Confiabilidade pode ser definida como a probabilidade de algum componente ou o sistema todo cumprir a função para qual foi projetado sem falhar durante um tempo especificado (ROSA, 1991).

No método clássico de projeto a probabilidade de falha do componente fica oculta por um coeficiente de segurança, conforme o capítulo 3. Já o método probabilístico trabalha com a confiabilidade do projeto e considera a probabilidade da ocorrência de falha.

Neste capítulo são apresentados os modos de falha por sobrecarga e por acúmulo de dano. O modo de falha por sobrecarga é independente do tempo e se caracteriza por admitir a probabilidade de um pico da sollicitação ultrapassar a resistência em algum ponto. O modo de falha por acúmulo de dano é dependente do tempo, levando em conta o desgaste e envelhecimento do material.

4.1. Falha por Sobrecarga

A falha por sobrecarga pode ocorrer em qualquer instante da vida útil do componente. Sua independência em relação ao tempo simplifica a equação 4.1.

$$C(t) = e^{-P_i f_p t} \quad (4.1)$$

onde P_i é a probabilidade de interferência; f_p é a frequência de picos; t é o tempo.

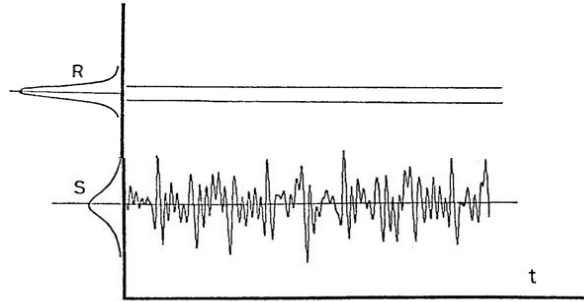


Figura 4.1: Solicitação aleatória e resistência independente do tempo (Fonte: ROSA, 1991).

No cálculo da probabilidade de interferência para a condição onde a densidade espectral é de banda estreita, a distribuição dos máximos segue uma distribuição de Rayleigh. A probabilidade de interferência deve ser calculada entre a distribuição de Rayleigh dos máximos e a distribuição normal da resistência, pela seguinte equação:

$$P_i = \frac{V_S}{\sqrt{V_S^2 + (n_p V_R)^2}} e^{\frac{-(n_p - 1)^2}{2[V_S^2 + (n_p V_R)^2]}} \quad (4.2)$$

onde V_S é o coeficiente de dispersão da solicitação; V_R é o coeficiente de dispersão da resistência; n_p é a razão entre as médias da resistência e da solicitação.

4.2. Falha por Desgaste

A falha por desgaste é caracterizada por uma perda gradativa das propriedades do material ao longo do tempo, que podem estar relacionadas com fenômenos químicos, físicos ou metalúrgicos. Em outras palavras, o material vai sofrendo um acúmulo de dano, que aumenta com o passar do tempo até atingir um valor crítico, que caracteriza o colapso do componente.

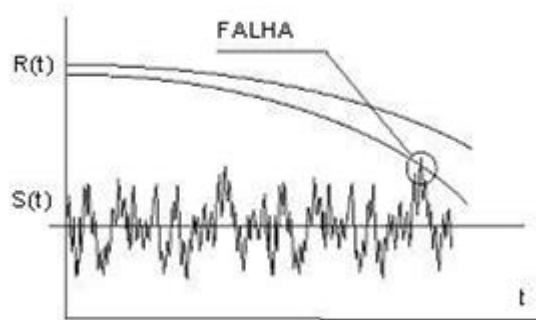


Figura 4.2: Provável ponto de falha para solicitação aleatória e resistência dependente do tempo (Fonte: ROSA, 1991).

Um modelo de resistência do material quanto ao modo de falha por fadiga deve ser utilizado. Para análise do dano será utilizado o modelo de Wöhler. Este modelo, obtido através de ensaios experimentais com corpos de prova, fornece dados da resistência à fadiga de um

dado material ao longo dos ciclos de carregamento. Estes valores podem ser obtidos pela equação 4.3.

$$C_n = C(N)^m \quad (4.3)$$

onde C_n é a tensão resistente, Mpa; N é o número de ciclos de carregamento; C e m são constantes obtidas experimentalmente. Para o aço 40CrMo4, que possui composição química e dureza muito similar ao aço da haste AISI 4140, Boller e Seeger (1987) divulgaram resultados conforme figura 4.3.

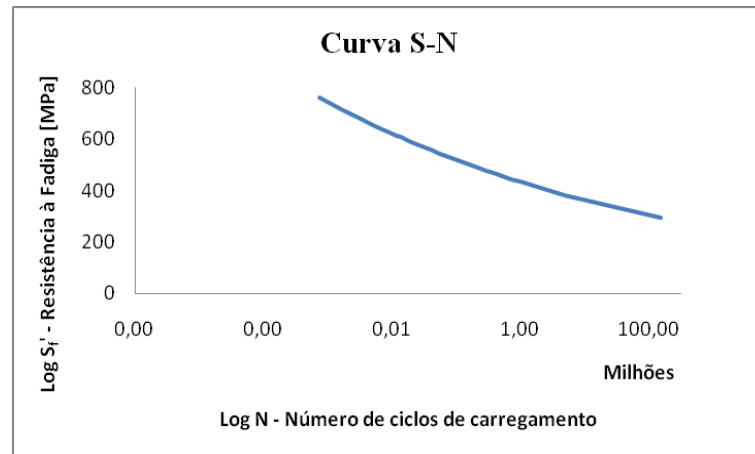


Figura 4.3: Curva S-N para aço 40CrMo4 (Fonte: BOLLER; SEEGER, 1897)

Considerando que o carregamento é um processo gaussiano de banda estreita, é possível determinar o dano médio esperado após uma vida específica com a equação 4.4.

$$D = f_0 t \left(\frac{\sqrt{2}\sigma_s}{C} \right)^w \Gamma \left(1 + \frac{w}{2} \right) \quad (4.4)$$

onde D é o dano médio; f_0 é a frequência média; Γ é a função gama; C e m são coeficientes da curva de Wöhler; $w = -1/m$. Para haver segurança que o material irá resistir ao dano, $D < 1$.

4.3. Resultados de Confiabilidade e Fadiga

Nesta seção serão apresentados os resultados de confiabilidade de falha por sobrecarga, acúmulo de dano e fadiga, para duas situações distintas de operação do compressor: o “Caso A”, que corresponde à situação de operação atual da máquina e o “Caso B”, que representa o aumento da pressão de sucção do equipamento a fim de aumentar sua pressão de descarga. De antemão, pode-se esperar que o Caso B seja mais crítico, devido ao aumento da força combinada na haste.

Os dados para os cálculos são retirados da tabela 4.1.

Tabela 4.1: Dados para cálculo de confiabilidade, dano e fadiga para os casos A e B

Caso	σ_s [MPa]	μ_s [MPa]	V_s	V_R	P_i	f_p e f_0 [Hz]	C [MPa]	m	F_R [kN]
A	53,721	75,374	0,712	0,030	1,27E-18	23,667	829,216	-0,078	106,47
B	59,371	83,104	0,714	0,030	3,39E-15	23,667	829,216	-0,078	117,59

- Confiabilidade de Falha por Sobrecarga

A tabela 4.2 lista os valores da vida útil da rosca superior da haste em função da variação da confiabilidade, para os casos A e B.

Tabela 4.2: Confiabilidade e Vida útil para os Casos A e B

Confiabilidade	Vida Útil [anos]	
0,9	1,11E+08	41625,47
0,95	5,40E+07	20264,78
0,99	1,05E+07	3970,65
0,999	1,05E+06	395,27
	Caso A	Caso B

Os resultados encontrados apontam uma vida útil de 395 anos para uma confiabilidade de 99,9%.

- Acúmulo de Dano

Para uma vida segura do componente, considerando que irá resistir ao desgaste inerente ao tempo de operação, o valor do dano deve ser menor que a unidade. A tabela 4.3 expõe os valores da vida útil do material para um valor de dano igual da unidade.

Tabela 4.3: Variação da vida útil para obtenção do dano

Caso	Vida Útil [anos]	Dano
A	17,31	1
B	4,80	1

Os valores obtidos na tabela 4.3 mostram que, nas condições atuais de operação, a rosca da haste está com uma vida útil de 17,34 anos. No ‘Caso B’, com pressão máxima no interior do cilindro de 804,15 kPa, a vida útil ficou em cinco anos. Isto significa que, um acréscimo de 11,1% na pressão de descarga do primeiro estágio do compressor, concebe uma vida útil na rosca da haste de 4,8 anos.

- Coeficientes de Segurança pelo Método da Vida Sob Fadiga

A tabela 4.4 mostra os valores dos coeficientes de segurança, obtidos através do Método da Vida sob Tensão e Critério de Goodman.

Tabela 4.4: Coeficientes de Segurança pelo Método da Vida sob Tensão

Coeficiente de Segurança	Caso A	Caso B
n_f	3,03	2,75
n_p	4,78	4,68
n_{f0}	3,92	3,92

Os valores da tabela 4.4 indicam uma vida segura do componente, não havendo falha por fadiga.

5. CONCLUSÃO

Dois casos particulares de operação da máquina foram estudados: ‘Caso A’, que simula a operação atual do compressor e ‘Caso B’, representa uma situação de incremento de pressão na montante do equipamento. Estudos de resistência à tração, resistência à compressão e flambagem, fadiga, falha por sobrecarga e acúmulo de danos foram apresentados.

Os estudos de tração e flambagem foram realizados apenas para o “Caso B”, pois este traduz uma condição mais crítica de operação da máquina. Em ambas as análises houve uma larga margem de segurança.

A análise de fadiga teve embasamento no Método da Vida sob Tensão. O coeficiente de segurança da junta parafusada para o “Caso B” foi de 2,75. Logo, por esta metodologia de análise, não haveria falha por fadiga na rosca da haste.

A abordagem em confiabilidade de falha por sobrecarga para o “Caso B” chegou a valores de 99,9% de confiabilidade, estimada para uma vida útil de 395 anos. Logo, operando nas condições estipuladas, a probabilidade de ocorrer uma falha por sobrecarga na rosca da haste é desprezível.

O cálculo de acúmulo de dano indicou uma vida útil de 4,8 anos para o ‘Caso B’. Ou seja, nessas condições de operação, a haste não possui vida infinita.

O estudo realizado na haste do compressor alternativo mostra que, um aumento na pressão de sucção (Caso B) é possível, porém recomenda-se uma análise de esforços nos demais componentes da máquina, mesmo sabendo que a rosca da haste é o elo mais fraco do equipamento. Certas ações e monitoramentos no equipamento são recomendados:

- Instalar transdutores de pressão no interior do cilindro ou no corpo das válvulas, podendo assim traçar as curvas reais da força combinada na haste. Este monitoramento traz vantagens evidentes, minimizando ou eliminando os casos de sobrecarga e ao mesmo tempo aumentando a tensão equivalente do sistema.
- Controle da massa molecular e da vazão mássica do gás. Estas variáveis impactam diretamente na pressão interna do cilindro (Apêndice A).
- Realizar um ensaio de resistência à fadiga na rosca da haste, obtendo valores mais precisos do limite de resistência à fadiga.

O aumento da força combinada na haste gera cargas que serão sentidas em outros componentes internos da máquina. Sugere-se para futuros trabalhos o estudo dos esforços nas bie-las, no virabrequim e, principalmente, nos mancais de deslizamento, que suportarão este incremento de carga e devem manter o filme de óleo lubrificante. Outro ponto de análise para trabalhos posteriores é o raio de concordância entre o batente da haste e a tampa do pistão. Esta análise deverá considerar as deformações sofridas pela haste, avaliando a área que efetivamente fica em contato com a tampa do pistão e incorporar estudos de fadiga.

REFERÊNCIAS

BOLLER, C. SEEGER, T. **Materials Data for Cyclic Loading, Part B: Low Alloy Steels.** Elsevier Science Publishers B. V., 1987.

KUNIOSHI, S. **Compêndio de Resistência dos Materiais.** São Paulo: CEFET-SP, 1973.

NAPOLEÃO, F. S. **Compressores Alternativos Industriais.** 1 ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2009.

ROSA, E. **Aplicação de Confiabilidade no Projeto de Componentes Automotivos,** Anais do IV SIMEA, São Paulo, 1991, pp 673690.

SHIGLEY, JOSEPH E; MISCHKE, CHARLES R; BUDYNAS, RICHARD G. **Projeto de Engenharia Mecânica.** 7 ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

TIMOSHENKO, S. P.; **Resistência dos Materiais.** 3 ed. Rio de Janeiro: S/A, 1983.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica.** Tradução da 6 ed. São Paulo: E. Blücher, 2003.

APÊNDICE A – CÁLCULO DA PRESSÃO NO INTERIOR DO CILINDRO

A tabela A.1 lista os dados para o cálculo da pressão no interior do cilindro do primeiro estágio para um caso hipotético. Mudando-se estas variáveis, obtêm-se novos valores de pressão.

Tabela A.1: dados para cálculo da pressão máxima no interior do cilindro do primeiro estágio

Dados		
n	42600	Rph
\dot{m}	3845	kg/h
R_u	8314	J/kmol.K
M_w	38,9	kg/kmol
R_g	224,097035	J/kmol.K
D	0,48	M
d	0,075	M
S (Stroke)	0,16	M
C_t	0,11	Adimensional
T_{trip}	408,15	K
V_{sup}	0,028953	m ³
V_{inf}	0,028246	m ³

onde n é a rotação do virabrequim; \dot{m} é a vazão mássica; R_u é a constante universal dos gases; M_w é a massa molar do gás; R_g é R_u / M_w ; D é o diâmetro do pistão do primeiro estágio do compressor; d é o diâmetro da haste; S é a distância correspondente a duas vezes o raio da manivela; C_t é o espaço morto no lado superior do cilindro; T_{trip} é a temperatura de desarme da máquina; V_{sup} é o volume superior do pistão; V_{inf} é o volume inferior do pistão.

$$M_{gás} = \left(\frac{\dot{m}}{n_{rph}} \right) K_{sup} \quad (A.1)$$

$$V_{em} = C_t V_{sup} \quad (A.2)$$

$$V_{cil\ rest} = \left(\frac{V_{sup}}{2} \right) (1 - 0,866025) \quad (A.3)$$

$$V_{em+cil\ rest} = V_{em} + V_{cil\ rest} \quad (A.4)$$

$$\rho = \frac{M_{gás}}{V_{em+cil\ rest}} \quad (A.5)$$

$$p = \rho R_g T_{trip} 0,965 \cdot 10^{-5} \quad (A.6)$$

onde $M_{gás}$ é a massa do gás no lado superior do pistão em um ciclo, kg; K_{sup} é a parcela de volume na câmara superior de compressão, adimensional; V_{em} é o volume do espaço morto, m³; $V_{cil\ rest}$ é o volume restante no cilindro para abertura de válvula à 145°, m³; $V_{em+cil\ rest}$ é a soma de $V_{em} + V_{cil\ rest}$, m³; ρ é a densidade do gás, kg/m³;

Com os dados da tabela A.1 e as equações anteriores, chega-se a pressão de 7,50 kgf/cm² (735,5 kPa).

O domínio da pressão no cilindro depende diretamente dos valores da massa molar (m_w) e vazão mássica (\dot{m}). O controle da força combinada na haste deve ser feito por meio de curvas levantadas através de transdutores no interior do cilindro, porém, variações de m_w e \dot{m} podem elevar a pressão repentinamente, o que é indesejado.

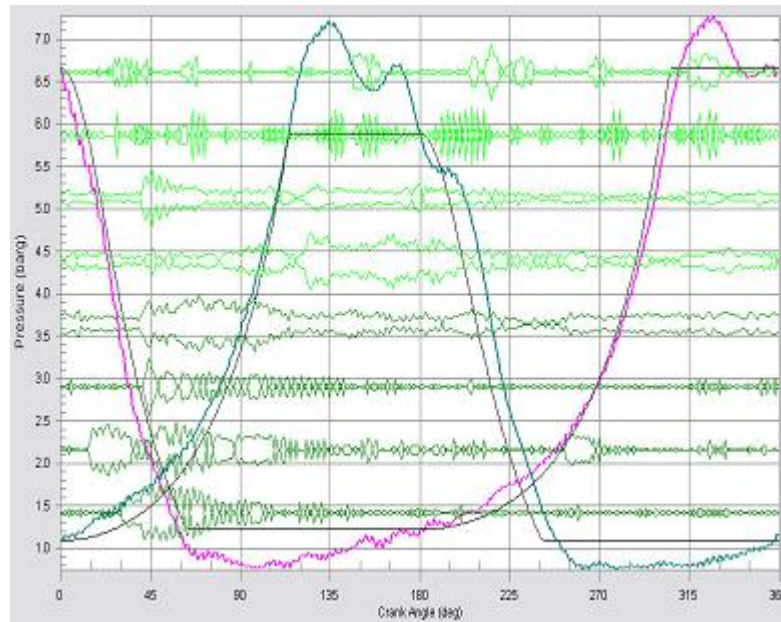


Figura A.1: Pressão no interior do cilindro em função do ângulo da manivela, para compressor similar ao analisado no trabalho

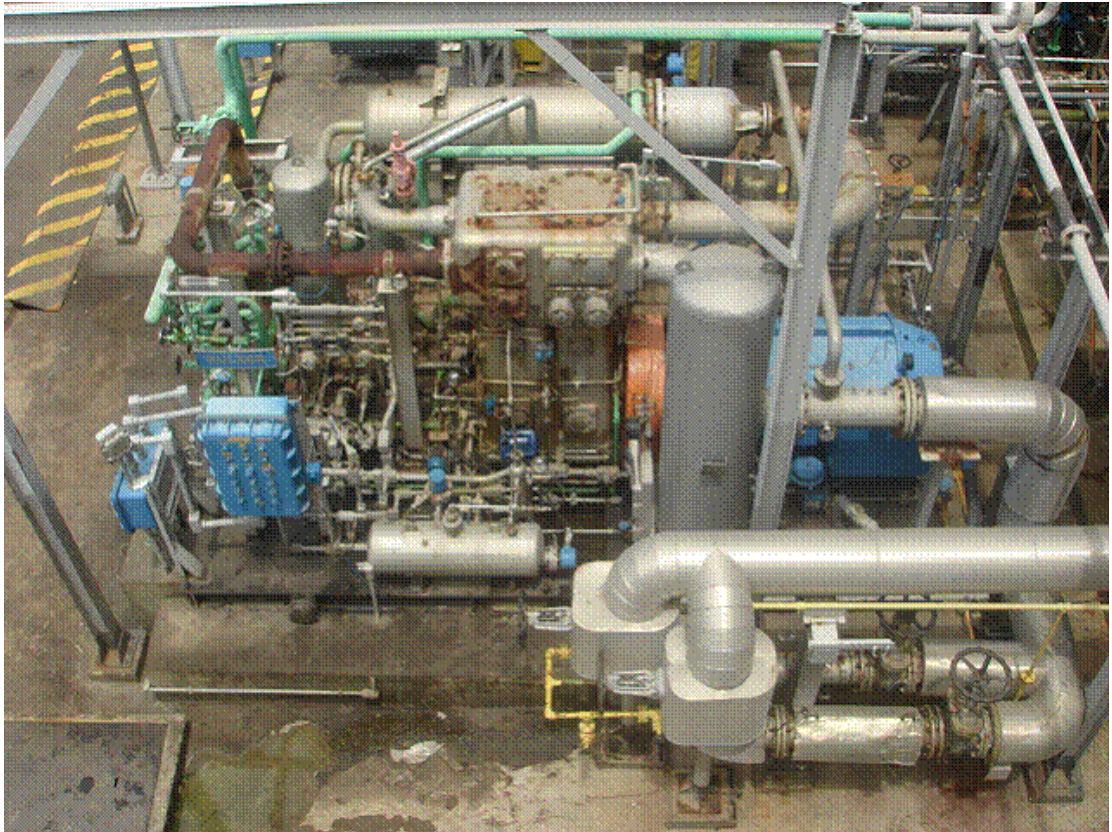
ANEXO A – FOTO DO COMPRESSOR ANALISADO

Figura A.2: Vista aérea do compressor estudado no presente trabalho