

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MÁQUINA PARA ENSAIOS DE FADIGA EM ARAMES DE TUBULAÇÕES FLEXÍVEIS

por

Carlos René Antunes Dutra

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.

Porto Alegre, dezembro de 2009



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

MÁQUINA PARA ENSAIOS DE FADIGA EM ARAMES DE TUBULAÇÕES FLEXÍVEIS
por

Carlos Renê Antunes Dutra

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS PARA A
OBTENÇÃO DO TÍTULO 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

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Arnaldo Ruben Gonzalez

Comissão de Avaliação:

Prof. Flávio José Lorini

Prof. Ivan Guerra Machado

Prof. Rafael Antonio Comparsi Laranja

Porto Alegre, 04 de dezembro de 2009.

*“O SENHOR é o meu pastor, nada me faltará.
Deitar-me faz em verdes pastos,
guia-me mansamente a águas tranqüilas.
Refrigera a minha alma;
guia-me pelas veredas da justiça,
por amor do seu nome.
Ainda que eu andasse pelo vale da sombra da morte,
não temeria mal algum, porque tu estás comigo;
a tua vara e o teu cajado me consolam.
Preparas uma mesa perante mim na presença dos
meus inimigos,
unges a minha cabeça com óleo, o meu cálice transborda.
Certamente que a bondade e a misericórdia me
seguirão todos os dias da minha vida;
e habitarei na casa do SENHOR por longos dias.”*

SALMO 23

AGRADECIMENTOS

A todos que de alguma forma colaboraram para a execução e conclusão deste trabalho.

Aos meus pais pelo constante apoio e carinho.

Aos meus irmãos pela amizade e companheirismo durante esta longa trajetória no curso de engenharia.

A minha noiva pelo total incentivo, paciência e afeto durante a execução deste trabalho assim como durante todo o decorrer do curso.

Aos profissionais do Grupo de Estudos em Corrosão (GECOR) do LAMEF pela oportunidade, apoio e ensinamentos quando no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Dr. Carlos Fortis pela confiança depositada na execução deste trabalho.

Ao meu orientador Professor Dr. Arnaldo Ruben pelo total apoio e orientação durante a montagem desta monografia.

DUTRA, C.R.A. Máquina para ensaios de fadiga em arames de Tubulações flexíveis. 2009. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

RESUMO

Na prospecção de petróleo em águas profundas, as tubulações que ligam os poços às plataformas submarinas (*risers*) estão submetidas a esforços cada vez maiores, devido a crescentes pressões e esforços dinâmicos, ocasionados pelas maiores profundidades de extração. A repetibilidade destas solicitações pode ocasionar falhas por fadiga. Por essa razão, torna-se cada vez maior a importância do conhecimento do comportamento mecânico destas tubulações. O presente trabalho objetiva apresentar o projeto de uma máquina para realizar ensaios de fadiga em arames das armaduras de tração externa de tubulações flexíveis. O objetivo é de poder realizar ensaios de quatro corpos de prova simultaneamente. O mecanismo utilizado neste equipamento para obter uniformidade nas cargas, será através de um sistema mecânico de eixos excêntricos que convertido em movimento alternativo produzirá esforços cíclicos de flexão no corpo de prova através da variação da amplitude. Para o monitoramento do carregamento aplicado durante o ensaio os corpos de prova serão instrumentados com extensômetros e estes conectados a um sistema de aquisição de dados para fazer interface com o computador. Através deste sistema será possível monitorar os níveis de carregamento ao longo de todo o ensaio, bem como detectar o momento da falha do corpo de prova. Ao final, serão abordados testes de validação do equipamento.

PALAVRAS-CHAVE: Tubulação, fadiga, arames.

DUTRA, C.R.A. Machine for fatigue tests on flexible wires riser. 2009. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

ABSTRACT

In the prospection of oil in deep waters, the pipes that connect the wells to underwater platforms (*risers*) are increasingly subjected to greater efforts, due to expanded pressure and dynamic efforts caused by greater extraction depths. The repetition of these requests may cause fatigue failures. Therefore, the knowledge of the mechanical behavior of these pipes has become more and more important. The present work aims to present the design of a machine in order to carry out fatigue tests in the wires from the external traction reinforcement of flexible risers. The objective is the possibility of realizing tests with four specimens, simultaneously. The mechanism utilized in this equipment for obtaining uniformity in the loads will occur through a mechanical system of eccentric axes, which converted to an alternative movement, will produce cyclic efforts of flexion in the specimen by the variation of amplitude. Thus, the specimens will be instrumented with extensometers for monitoring uploads applied during their test; and the extensometers will be connected to a system of data acquisition in order to interface with the computer. In addition, through this system, it will be possible to monitor loading levels during the whole test, as well as to detect the moment of the failure of the specimen. Finally, some tests of equipment validation will be approached.

KEY WORDS: riser, fatigue, wires.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
2 OBJETIVO	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
3.1 Tubulações Flexíveis.....	2
3.2 Fadiga	3
3.3 A curva de Wöhler (S – N).....	4
3.4 Etapas do processo de fadiga	4
4 DESENVOLVIMENTO DO EQUIPAMENTO	5
4.1 Projeto dos suportes dos arames	5
4.2 Sistema de acionamento	9
4.3 Dimensionamento da cuba de ensaios.....	11
4.4 Sistema de aquisição de dados.....	12
5 TESTES DE VALIDAÇÃO DA MÁQUINA.....	13
5.1 Verificação da direção das tensões principais	13
5.2 Verificação do comportamento das tensões durante o ensaio.....	15
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	16
7 CONCLUSÕES	17
8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	18
APÊNDICE I: DIMENSIONAMENTO DO EIXO PRINCIPAL	19
APÊNDICE II: SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS.....	22
APÊNDICE III: SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO.....	24
APÊNDICE IV: VERIFICAÇÃO DAS COLUNAS DE APLICAÇÃO DE CARGA.....	25

1 INTRODUÇÃO

A prospecção de petróleo em águas profundas, as tubulações que ligam os poços às plataformas submarinas (*risers*) estão submetidas a esforços cada vez maiores, devido às crescentes pressões e esforços dinâmicos (ventos e correntes marinhas), ocasionados pelas maiores profundidades de extração. A repetitividade destas solicitações pode ocasionar falhas por fadiga.

As tubulações flexíveis, apesar de serem objeto de estudos por parte de empresas de petróleo, fabricantes e universidades, ainda apresentam muitos detalhes a serem desvendados, como por exemplo, a real vida útil e a interação entre as várias camadas que o compõem. (Betanzos, 2004).

As tubulações flexíveis (*risers*) são instaladas em lugares de difícil acesso e em ambientes adversos, tornando a manutenção praticamente inviável na maioria das vezes, por isso torna-se cada vez mais importante e necessário estimar a vida útil destes materiais visto que o colapso de uma tubulação pode causar o vazamento de uma grande quantidade de petróleo no mar causando uma catástrofe ambiental de grandes proporções (Silva,2006).

2 OBJETIVO

Este trabalho tem por objetivo abordar o projeto de uma máquina para realizar ensaios de fadiga em arames das armaduras de tração das tubulações (*risers*), a fim de, futuramente, determinar o comportamento dinâmico destes elementos e estimar sua vida em fadiga. É abordada também, a construção do protótipo desta máquina e testes de validação da mesma.

Esta máquina será utilizada, futuramente, para testar as armaduras com forma de arames dos *risers* sob condições reais de aplicação, ou seja, em ambiente agressivo do ponto de vista de corrosão (solução salina de diferentes concentrações + H₂S). Devido ao ambiente corrosivo, a seleção de materiais dos elementos constituintes deste equipamento levou em conta isso, mesmo que os ensaios de validação do sistema de aplicação de cargas do equipamento descritos neste trabalho sejam realizados ao ar, sem o meio agressivo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Tubulações Flexíveis

As tubulações flexíveis transportam o petróleo e o gás produzidos nos poços submarinos até a plataforma flutuante e desta para unidades de processamento em terra. Geralmente, cada tubo é projetado especificamente para cada plataforma levando em conta os parâmetros ambientais a que estará submetida, por exemplo, a profundidade marítima, as condições climáticas e oceânicas, os tipo de plataforma e propriedades do fluido a ser extraído. Tal tubulação é composta de várias camadas de diferentes materiais com funções específicas. Podem ser divididas em dois grandes grupos segundo Lemos, 2008:

- a) linhas de camadas não-aderentes;
- b) linhas de camada aderente;

A diferença baseia-se na liberdade de movimento das camadas, umas em relação às outras. A Figura 3.1 mostra a diferença entre estes.



Figura 3.1 - Ilustração dos dois grandes grupos de tubulações flexíveis: tubulação flexível não-aderente (a) e tubulação flexível aderente(b). (fonte Lemos, 2008).

Neste trabalho é analisada a linha de tubulações flexíveis não-aderentes, as quais são comumente utilizadas na extração de petróleo, a especificação das camadas e sua função no riser segundo Lemos, 2008, como mostra a Figura 3.2.

- **Carcaça Intertravada:** Resistir à pressão externa.
- **Camada Plástica:** Estanqueidade.
- **Camada zeta:** Resistir a esforços radiais devido à pressão externa.
- **Camada Plástica:** Estanqueidade e diminuição do atrito.
- **Armaduras de Tração:** Rigidez a torção e aos carregamentos axiais.
- **Camada Plástica Externa:** Protege a linha e assegura estanqueidade.

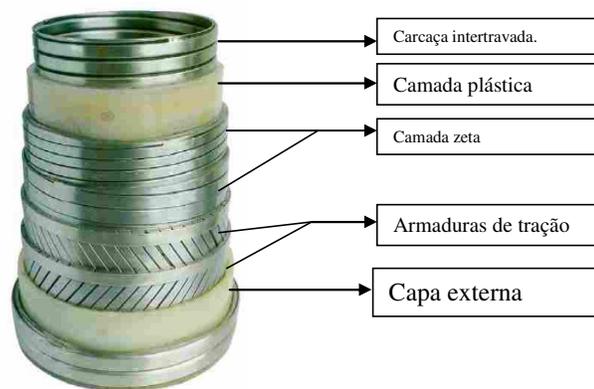


Figura 3.2 - Especificações das camadas do riser flexível não-aderente. (fonte Lemos, 2008)

3.2 Fadiga

A fadiga define-se como o fenômeno de ruptura progressiva de materiais sujeitos a ciclos repetidos de tensão ou deformação. O estudo do fenômeno é de importância para o projeto de máquinas e estruturas, uma vez que a grande maioria das falhas em serviço é causada pelo processo de fadiga. (Branco, 1986).

Falhas por fadiga são causadas por solicitações alternadas. Desta forma é importante definir os diferentes tipos de cargas que podem estar atuando em um sistema, estas, segundo Stemmer (1974), são geralmente classificadas em três categorias como são descritas abaixo e os perfis destes esforços repetidos podem ser observadas na Figura 3.3:

- a) Carga estática: seu valor permanece constante ao longo do tempo ou apresenta variação tão lenta que o efeito de massa pode ser considerado desprezível;
- b) Carga repetida: cujo valor varia periodicamente entre um máximo e zero. A tensão média é igual a amplitude de tensão e a metade da tensão máxima;
- c) Carga alternante (ou cíclica pura): cujo valor varia periodicamente entre valores máximos simétricos, positivo e negativo, em relação ao eixo do tempo, neste caso, a tensão média é nula. O caso geral de carga dinâmica pode ser estudado como a combinação das cargas estática e alternante, ou seja, uma carga pulsante com uma tensão média diferente de zero, que é a tensão flutuante.

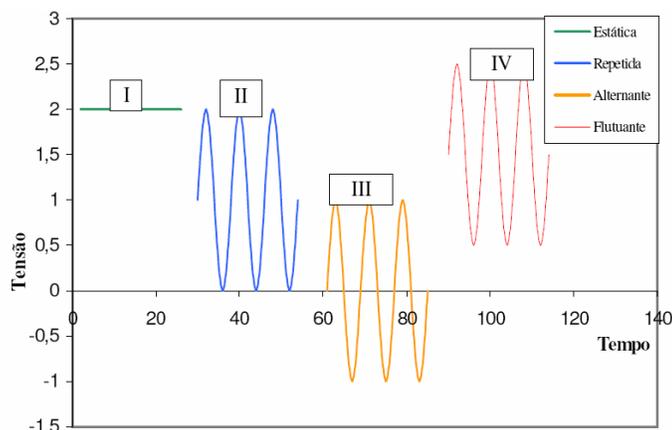


Figura 3.3 - Tipos de carregamento. [Fontana,2004]

Dado um ciclo de fadiga contido entre uma tensão mínima (σ_{\min}) e uma tensão máxima (σ_{\max}) pode-se definir uma tensão média (σ_m) e uma amplitude de tensão (σ_a) que podem ser obtidas através da equação (3.1) e (3.2) [Shigley et alli, 2005]:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (3.1)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (3.2)$$

3.3 A curva de Wöhler (S – N)

Pelo ensaio de uma série de corpos de prova com cargas repetidas de valor máximo decrescente, verifica-se que o número de ciclos necessários para a ruptura aumenta rapidamente. A curva limite inferior do campo de dispersão dos resultados obtidos pelo ensaio de fadiga é a curva de Wöhler, que é um gráfico que relaciona a amplitude de tensão com o número de ciclos necessários para o colapso do corpo de prova. [Stemmer, 1974].

Na Figura 3.4 temos a curva de Wohler plotada em escala logarítmica onde pode-se notar que conforme diminui a amplitude de tensão aplicada, o corpo de prova resiste a um maior número de ciclos. Percebe-se que, quando a tensão aplicada é diminuída até um determinado valor, a curva passa a ter um comportamento horizontal, ou seja, diz-se que o número de ciclos necessários para o rompimento do corpo de prova torna-se infinito. Esse valor de tensão, que praticamente não causa fratura por fadiga chama-se limite de fadiga ou resistência à fadiga do metal considerado. [Shigley et alli, 2005].

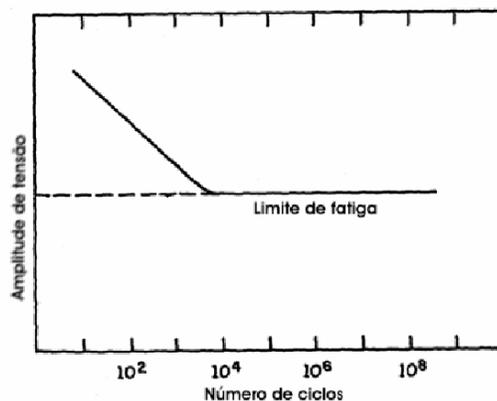


Figura 3.4 - Curva de Wöhler. [Branco, 1986]

3.4 Etapas do processo de fadiga

As rupturas ocorridas por processos de fadiga distinguem-se por apresentarem três estágios distintos, como mostra a Figura 3.5. O primeiro estágio abrange o período de nucleação da descontinuidade, onde a iniciação ocorre devido à máxima tensão principal de cisalhamento a 45° com a tensão principal de tração aplicada. O segundo estágio compreende a propagação de uma trinca, na direção ortogonal à tensão de tração. Finalmente, ocorre a ruptura catastrófica, que é o terceiro estágio, no momento em que a seção resistente diminui o suficiente para que não mais suporte um ciclo de carga e rompa por sobrecarga [Shigley et alli, 2005].

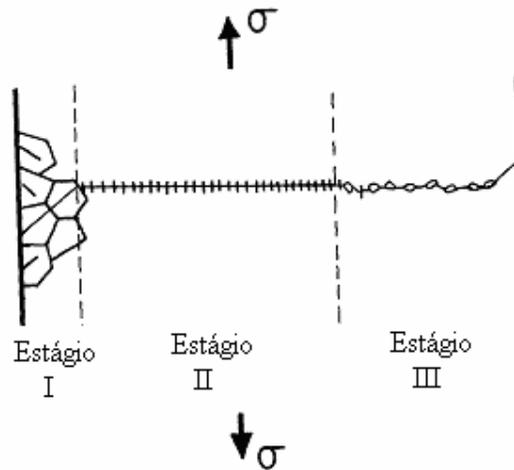


Figura 3.5 - Estágios I (nucleação), II (propagação) e III (ruptura) da propagação de trinca em fadiga. [Salerno, 2003]

4 DESENVOLVIMENTO DO EQUIPAMENTO

4.1 Projeto dos suportes dos arames

Neste trabalho é abordado o projeto de uma máquina para realizar o estudo de resistência à fadiga nas armaduras de tração dos risers flexíveis. Para iniciar esta etapa foram retirados arames da armadura de tração de uma tubulação flexível de 6" com dimensões de 15 x 5 mm com ângulo de hélice de 30°, como pode-se ver na figura 4.1, e cortados para obter corpos de prova com dimensões de 200 mm de comprimento como ilustrado na figura 4.2. Essas dimensões foram escolhidas para conseguir um arranjo adequado nos ensaios de flexão a quatro pontos, que serão realizados posteriormente bem como os ensaios de fadiga.

Para a configuração de flexão a 4 pontos foi definida uma distância de 150mm entre os apoios inferiores e 50mm entre os apoios superiores, conforme figura 4.3.



Figura 4.1 - Armadura de tração de um riser flexível: local de retirada de amostras.

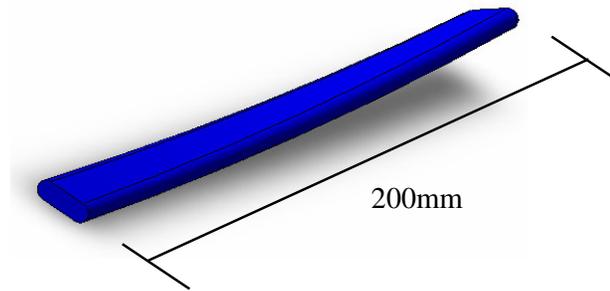


Figura 4.2 - Perfil do corpo de prova do riser flexível de 6" com dimensões de 15x5mm com um ângulo de 30° com a direção axial.

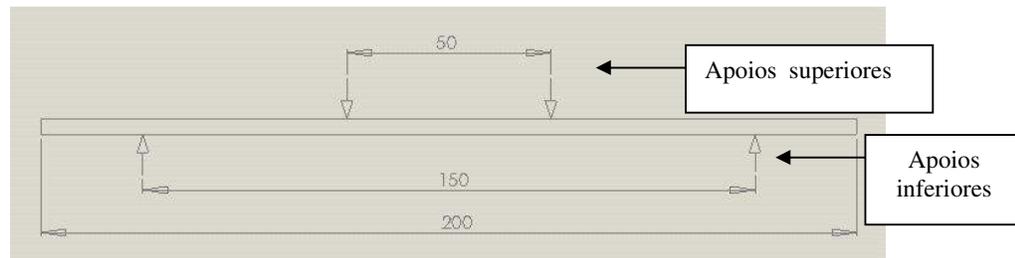


Figura 4.3- Configuração dos apoios do corpo de prova.

Como podemos verificar na Figura 4.4, o momento fletor máximo a que o corpo de prova é submetido ocorre entre os apoios superiores. Como os arames possuem um ângulo de hélice, os apoios (roletes) foram projetados de tal forma que os corpos de prova ficassem submetidos somente a flexão na região de momento fletor máximo, para isso, foram projetados roletes com rasgos em ângulos sobre os quais ficariam acomodados os corpos de prova como mostra a figura 4.5.

Após foram projetados os suportes para estes roletes. O material para estes suportes é o aço inoxidável AISI 304 tendo em vista a sua resistência a corrosão. Pelo mesmo motivo, os roletes foram projetados de nylon, para suportarem ambientes corrosivos. A montagem dos roletes nestes suportes é mostrado na figura 4.6 assim como o assentamento dos corpos de prova neste dispositivo.



Figura 4.4 - Perfil do momento fletor a que o corpo de prova é submetido durante o ensaio de flexão a 4 pontos.

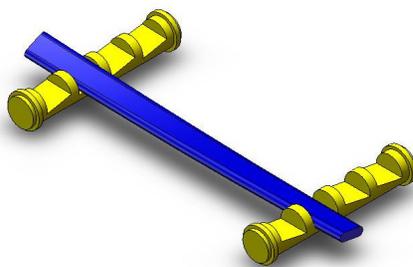


Figura 4.5 - Detalhe do acondicionamento dos arames nos roletes de nylon.

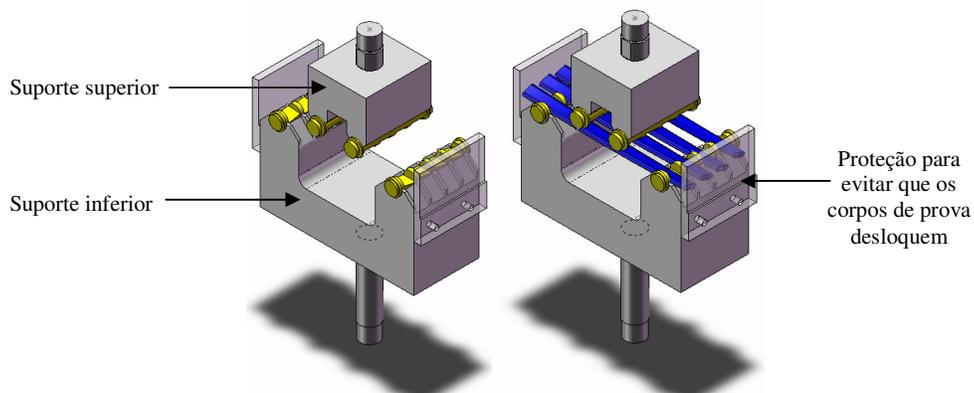


Figura 4.6 - Suporte inferior e superior dos corpos de prova juntamente com os roletes de encaixe dos arames.

Uma vez definida a configuração dos apoios do corpo de prova, os arames foram submetidos a ensaios preliminares de flexão a 4 pontos em uma máquina servo-hidráulica modelo MTS 810 utilizando o suporte de corpos de prova descrito anteriormente (figura 4.6), para que fosse possível o conhecimento de seu comportamento mecânico estático e dinâmico. No gráfico da Figura 4.7 é plotado um gráfico relacionando a carga aplicada sobre o corpo de prova com a tensão resultante no mesmo. Como a tensão de escoamento do arame é de 1250 MPa, pode-se verificar no gráfico que para atingir tal tensão é necessária uma carga de aproximadamente 2100 N. A Figura 4.8 mostra um gráfico relacionando a carga aplicada (N) com o deslocamento (mm) que o corpo de prova sofre durante a aplicação de carga e é possível ver que o arame desloca aproximadamente 5 mm quando submetido a 2100N. Com esta informação foi definida que a faixa máxima de deslocamento que o corpo de prova deveria trabalhar era de zero até 5 mm.

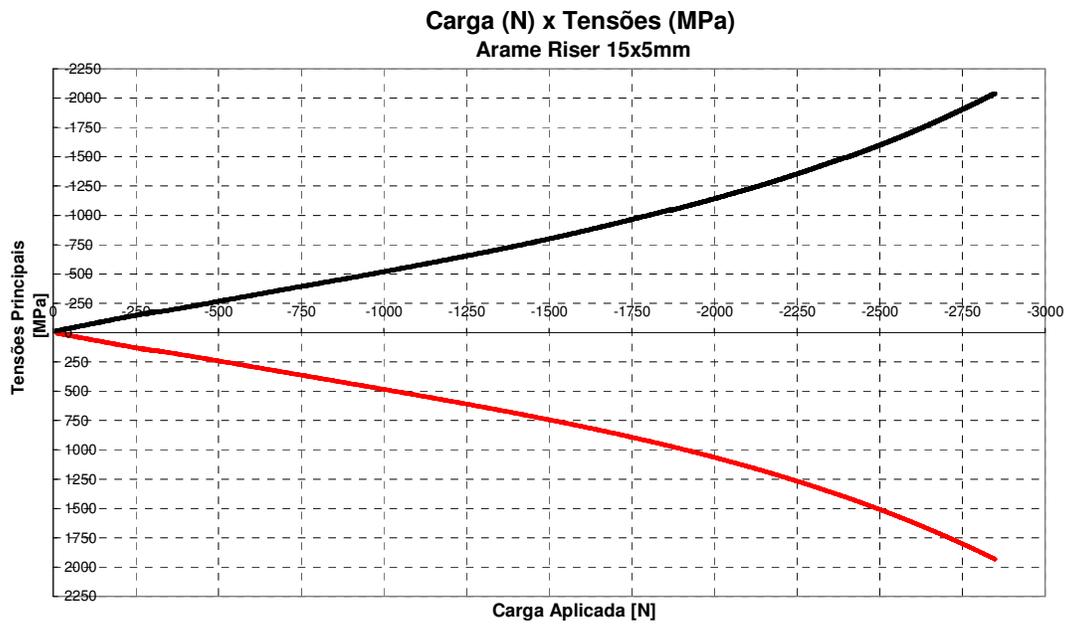


Figura 4.7 - Gráfico relacionando carga aplicada (N) com a tensão(MPa) a que o arame é submetido.

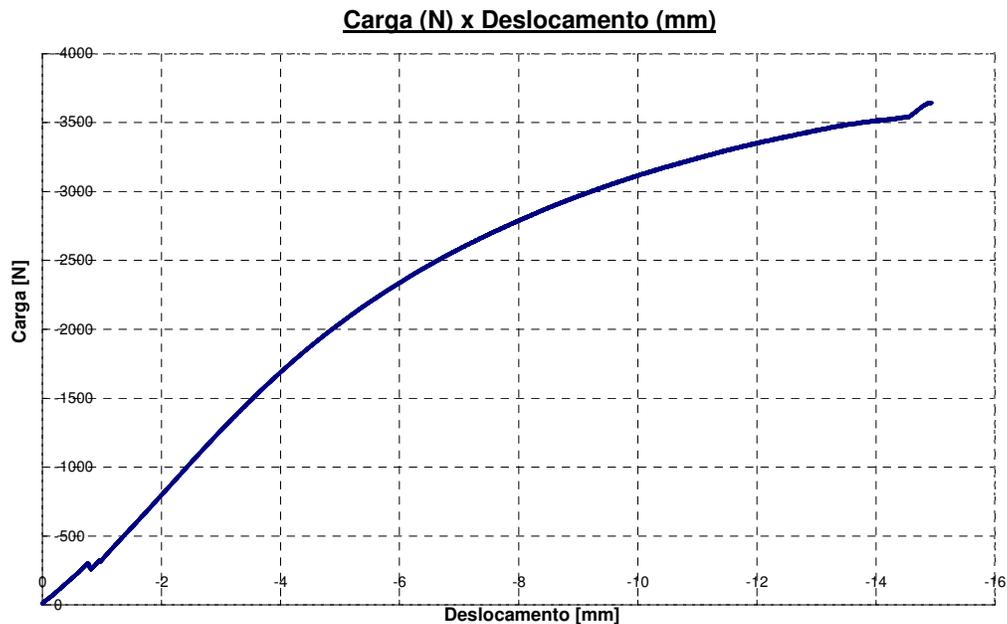


Figura 4.8 - Gráfico de ensaio para verificação do deslocamento (mm) em função da carga aplicada sobre o corpo de prova (N).

De posse destes resultados, iniciou-se o projeto da máquina para avaliar os arames do ponto de vista de fadiga. Algumas premissas básicas foram estabelecidas, como, por exemplo, o fato de que esta deveria ensaiar 4 corpos de prova ao mesmo tempo e que seu conceito projetual deveria levar em conta o fato de que ensaios de corrosão-fadiga seriam realizados

por esta máquina, logo, os elementos construtivos desta deveriam suportar ambientes corrosivos.

4.2 Sistema de acionamento

Com a finalidade de ensaiar simultaneamente quatro (4) corpos de prova, optou-se por um sistema excêntrico que causaria uma amplitude de movimento no corpo de prova. Esse sistema foi escolhido pelo fato de que rompendo-se um dos 4 arames, a tensão aplicada nos restantes permaneceria a mesma, visto que a amplitude de oscilação permanece constante (deslocamento prescrito). O sistema mecânico é acionado por um motoredutor elétrico GS-51 de 1cv, com relação de redução de 1:15 e frequência de 2Hz (120 RPM).

A partir dos ensaios apresentados pelos gráficos das Figuras 4.7 e 4.8 foi definido a excentricidade máxima que o sistema deveria ter era de 0-5mm. O sistema excêntrico, mostrado na Figura 4.9, é constituído por três peças de aço SAE 1020. A placa externa é excêntrica e possui rasgos oblongos para poder variar a excentricidade, portanto ajustar a amplitude de carga.

A tensão média do ensaio é regulada através de um fuso como mostrado na figura 4.10. Ou seja, a amplitude de tensão é regulada através do ajuste dos rasgos oblongos no sistema excêntrico enquanto o ajuste da tensão média é feito através do giro de um fuso. Na Figura 4.10 pode-se ver também a configuração completa do sistema de acionamento mostrando o motoredutor, sistema de acoplamento entre motoredutor e sistema excêntrico, o sistema de aplicação de carga através de um fuso e os suportes dos corpos de prova. No apêndice consta o memorial de cálculo dos componentes que integram o sistema de acionamento. Na Figura 4.11 pode-se ver a montagem do sistema excêntrico com o eixo principal, os rolamentos de sustentação (NSK 6205) e o rolamento que serve para aplicação de carga no sistema excêntrico (NSK 6216), estes dimensionados conforme apêndice II.

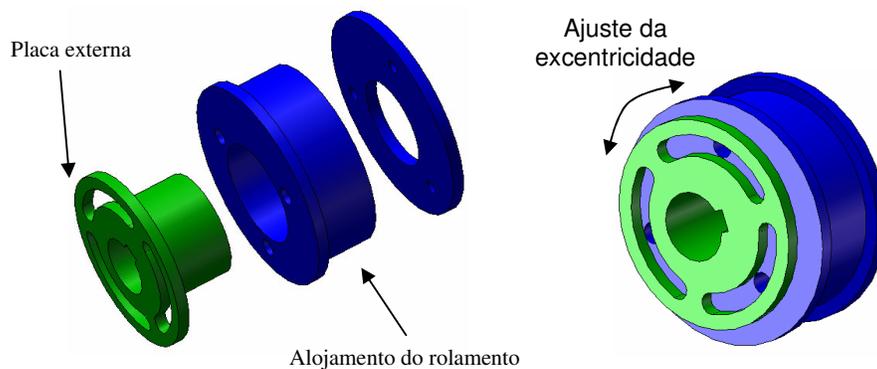


Figura 4.9 - Mecanismo excêntrico evidenciando sistema de ajuste de excentricidade.

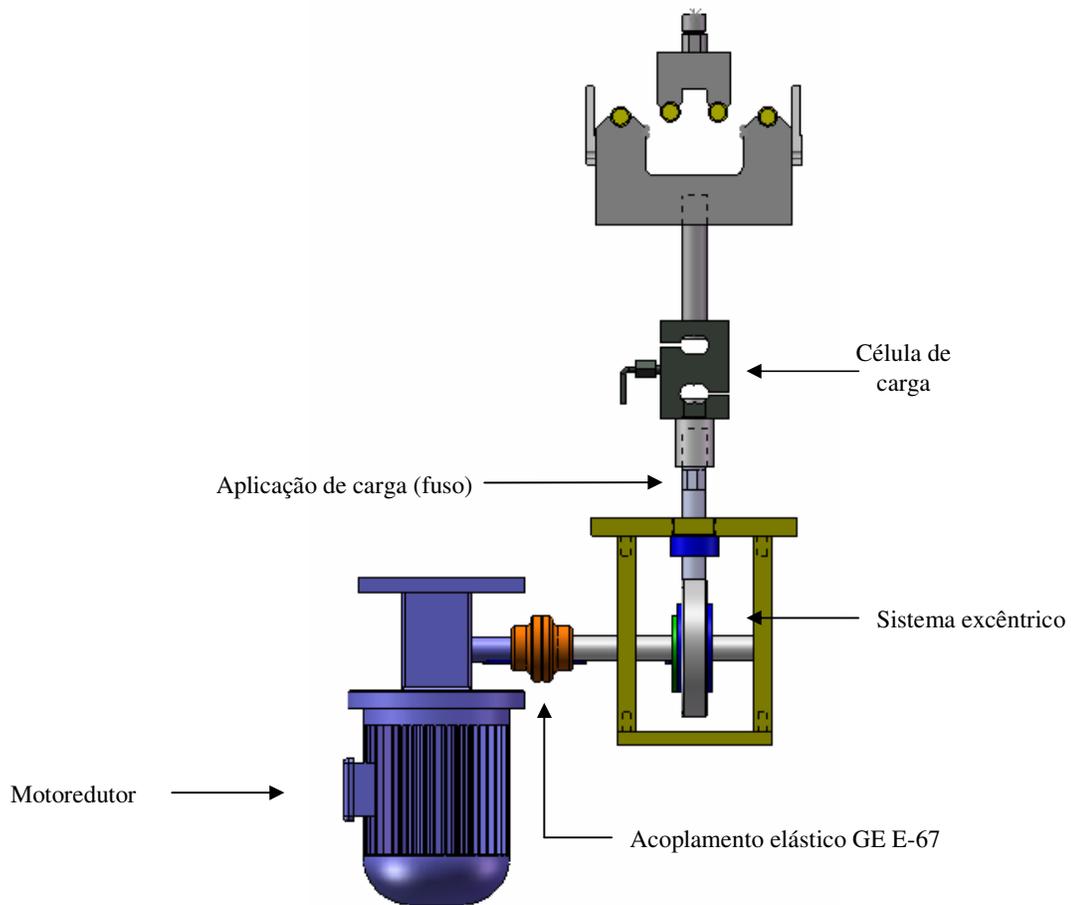


Figura 4.10 - Detalhe do sistema de transmissão de carga acionado por motoredutor.

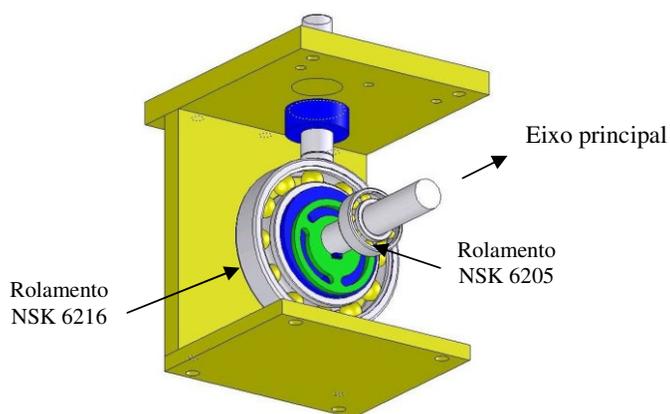


Figura 4.11 - Montagem do sistema excêntrico.

4.3 Dimensionamento da cuba de ensaios

Uma vez projetado o sistema de transmissão de cargas, foi projetado a estrutura de sustentação da máquina. A cuba de ensaios deve suportar soluções salinas com saturação de gases durante a realização dos ensaios de corrosão-fadiga. Portanto, no dimensionamento da cuba de ensaios devem constar os locais onde seriam instalados instrumentos para o controle da atmosfera de ensaio. Na Figura 4.12 consta a visualização da máquina com o sistema de acionamento, sua estrutura de sustentação e a montagem da cuba de ensaios. Foi exigido que durante o ensaio fosse medido a quantidade de oxigênio dissolvido na solução (partes por bilhão, ppb), por essa razão preparou-se uma entrada e uma saída para um *looping* de medição, pois esta medida deve ser obtida em solução corrente mediante um sensor de oxigênio dissolvido instalado em um sistema de medição fora da cuba de ensaios.

No ensaio de fadiga com atmosfera oxidante serão controlados os seguintes parâmetros:

- **Temperatura:** a solução será aquecida com uma resistência elétrica e o controle será feito com um sensor de temperatura PT-100.
- **Pressão:** apesar do ensaio não ser realizado com aumento de pressão, será colocado um sensor de pressão para mensurar a quantidade de gás que entra para a saturação da solução.
- **Ph:** esta propriedade será medida antes e depois do ensaio através de um medidor de Ph.

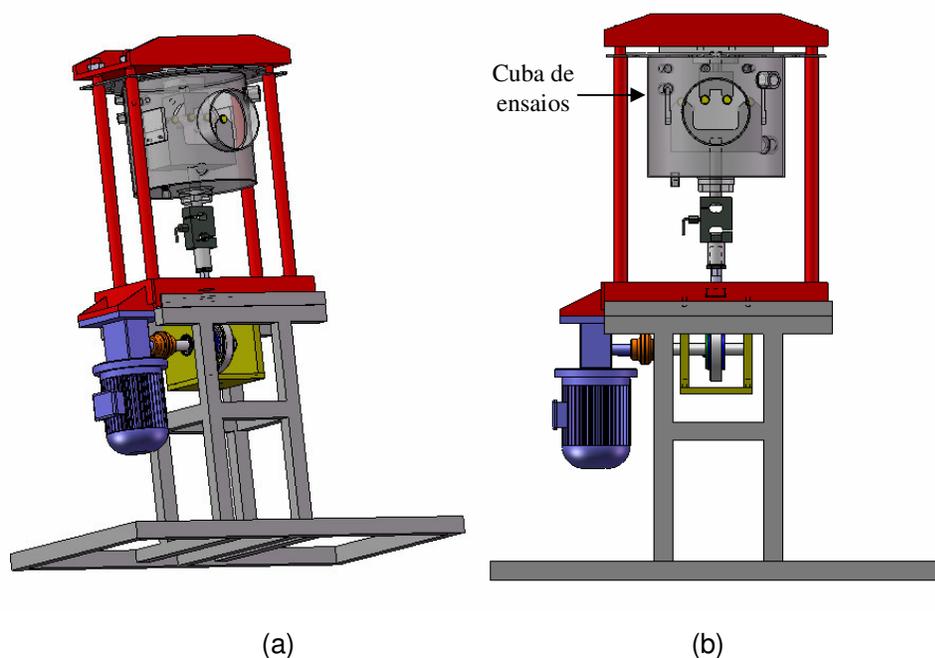


Figura 4.12 - Vista isométrica da máquina (a); vista frontal da máquina (b).

4.4 Sistema de aquisição de dados

Cada corpo de prova foi instrumentado para o monitoramento de sua deformação durante o ensaio de fadiga em um único ponto. A deformação é medida no centro do corpo de prova na superfície do lado côncavo, conforme mostra a figura 4.13. A direção de colagem é longitudinal ao arame.



Figura 4.13 - Posicionamento do sensor na amostra.

As amostras serão instrumentadas com extensômetros de resistência elétrica uniaxial, como mostra a figura 4.14, com as seguintes características:

- Resistência: 120 Ω .
- Cada extensômetro será ligado com $\frac{1}{4}$ de ponte.
- Dimensões da grade: 1 mm.
- Máxima deformação: 3 %.
- $K=2,02$.
- Faixa de temperatura: -196 a 150 $^{\circ}\text{C}$.
- Não será usado dispositivo de compensação de temperatura.

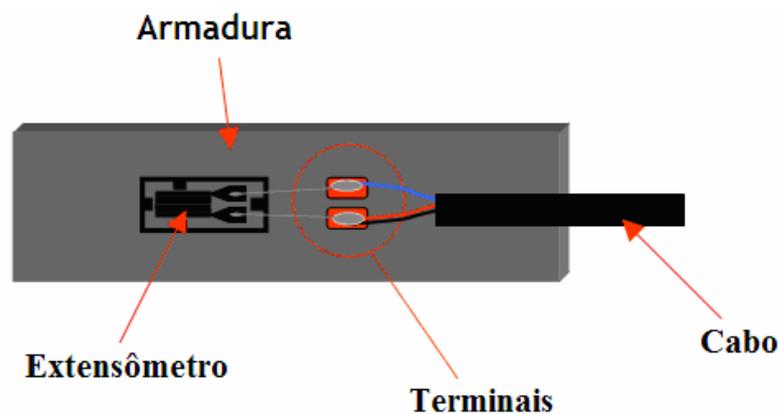


Figura 4.14 - Desenho esquemático ilustrando a conexão do cabo ao extensômetro.

Devido à severidade do ambiente de ensaio, quando corrosão fadiga, os extensômetros contarão com uma proteção especial para este ambiente corrosivo. Para tanto, será utilizado o protetor M-Coat J da empresa Vishay que é uma manta polimérica aplicada sobre o extensômetro para que este possa ser aplicado em ambiente corrosivo.

A aquisição de dados dos extensômetros e da célula de carga foi feita via *spider 8* com interface com o software *Catman 4.0 professional version* conforme figura 4.16. Os extensômetros serão ligados a este sistema de aquisição através de um conector multiaxial (figura 4.15), pois este conector é bipartido, podendo ser uma parte roscada em uma abertura

na cuba de ensaios na parte externa, e a outra fica conectado na parte interna, onde ficarão os corpos de prova instrumentados.



Figura 4.15 – Conector multiaxial utilizado para a conexão dos extensômetros e resina para proteção do extensômetro.

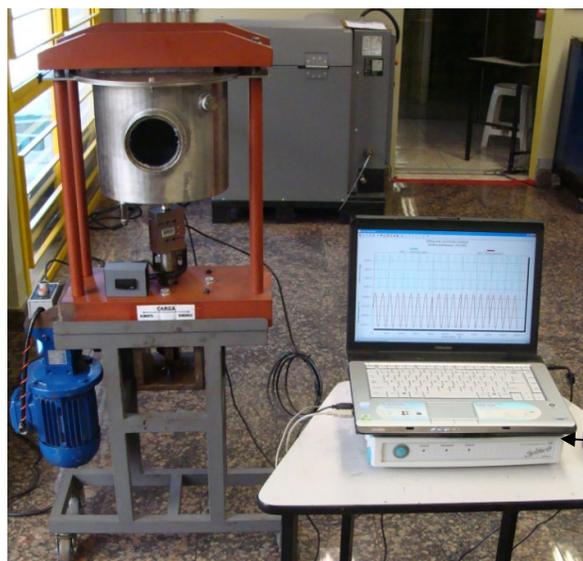


Figura 4.16 – Sistema de aquisição de dados.

5 TESTES DE VALIDAÇÃO DA MÁQUINA

5.1 Verificação da direção das tensões principais

A fim de comprovar que a tensão principal máxima é aplicada no sentido longitudinal do corpo de prova, instrumentou-se o mesmo com um extensômetro tipo roseta 45° KFG-1.5-120-D28-11. O ensaio foi realizado utilizando 4 arames cortados de um riser de 6" com comprimento de 200mm sendo apenas 1 deles instrumentado. Na figura 5.1 pode-se ver a direção de colagem do extensômetro no corpo de prova sendo a direção 1 referente à seção transversal do arame e a direção 2 referente à longitudinal. Este ensaio tem por objetivo verificar que a tensão principal máxima é colinear com a direção longitudinal do arame, ou seja, para confirmar que para os demais ensaios podem ser utilizados extensômetros uniaxiais. Esta

confirmação poderia ser obtida através da construção do círculo de Mohr, porém foi preferível instrumentar com uma roseta devido ao perfil não-uniforme do arame em questão.

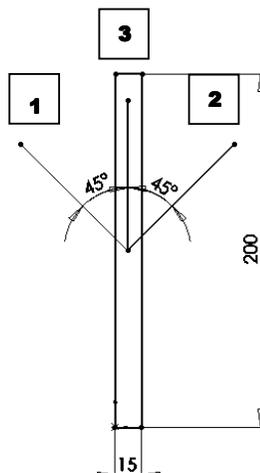


Figura 5.1 - Direção de colagem do extensômetro tipo roseta (vista superior).

As posições em que os corpos de prova são colocados para a execução do ensaio foram numeradas conforme Figura 5.2. Com o objetivo de certificar-se que os ângulos das tensões principais são os mesmos em cada posição, efetuou-se a troca destas, realizando o ensaio com o corpo de prova instrumentado em cada caso. Na Tabela 5.1 constam os resultados deste ensaio onde o ângulo θ (graus) é medido com relação ao eixo longitudinal do arame.



Fig. 5.2 - identificação das posições dos arames durante o ensaio

Tabela 5.1 - resultados obtidos nos testes com a roseta 45°.

		Ext1 ($\mu\text{m/m}$)	Ext2 ($\mu\text{m/m}$)	Ext3 ($\mu\text{m/m}$)	ϵ_1 ($\mu\text{m/m}$)	ϵ_2 ($\mu\text{m/m}$)	σ_1 (MPa)	σ_2 (MPa)	θ (graus)
Posição 1	Mínimo	-811	-659	-2050	582,19	-2052,54	2,92	-425,32	1,65
	Máximo	-1125	-1100	-3158	933	-3158,038	3,886	-652,09	0,17
Posição 2	Mínimo	-646	-528	-1655	482,62	-1656,62	0,49	-342,51	1,58
	Máximo	-1060	-994	-2905	851,29	-2905,29	1,97	-600,36	0,5
Posição 3	Mínimo	-695	-592	-1779	493,16	-1780,16	-5,21	-369,22	1,3
	Máximo	-1228	-976	-3111	910,94	-3114,94	1,71	-643,8	1,79
Posição 4	Mínimo	-932	-853	-2556	771,46	-2556,46	6,79	-526,81	0,68
	Máximo	-1342	-1365	-3840	1133,027	-3840,027	4,38	-793,01	-0,13

5.2 Verificação do comportamento das tensões durante o ensaio

Com o propósito de verificar as variações das tensões nos corpos de prova no decorrer do ensaio realizou-se um ensaio com 4 arames de 6" cortados com comprimento de 200mm, todos instrumentados com extensômetros uniaxiais do tipo KFG-1-120-C1-11. Neste ensaio foi aplicada uma carga flutuante variando na ordem de 700 e 100MPa. O sistema de aquisição de dados utilizado foi o mesmo dos ensaios anteriores. Na Figura 5.3 está mostrado o perfil harmônico das cargas quando no ensaio de flexão a 4 pontos. Neste ensaio os arames foram ensaiados até o rompimento destes. Os resultados deste ensaio estão na Tabela 5.2. A Figura 5.4 mostra o número de ciclos que cada arame resistiu antes de seu rompimento. Na figura 5.5 pode-se verificar a distribuição de tensões em cada corpo de prova durante o ensaio.

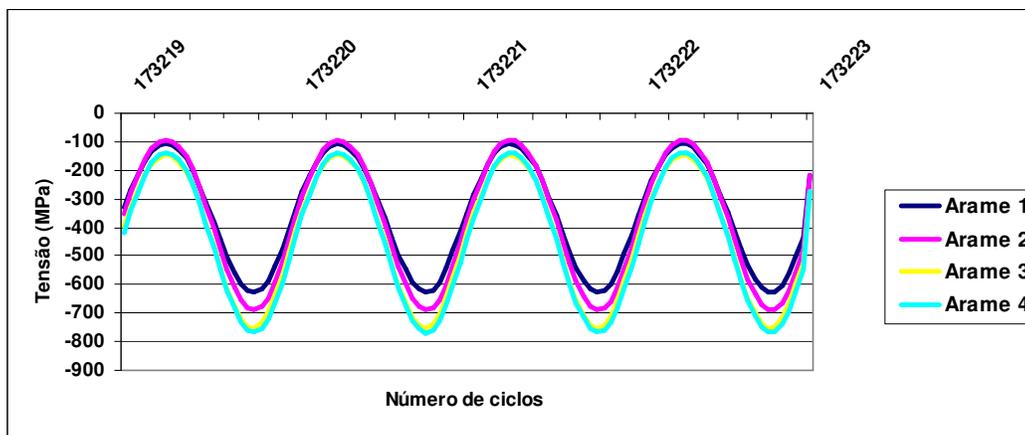


Figura 5.3 - Oscilação das tensões durante o ensaio.

Tabela 5.2 - Resultados obtidos no ensaio de 700 – 100MPa.

	$\sigma_{\text{Máxima}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{Mínima}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{amplitude}}$ (MPa)	$\sigma_{\text{Média}}$ (MPa)	R	N° de ciclos
Arame 1	626,6	107,0	259,8	366,8	0,17	200705
Arame 2	688,7	94,1	297,3	391,4	0,14	241000
Arame 3	754,0	146,0	304,0	450,0	0,19	210000
Arame 4	768,0	138,0	315,0	453,0	0,18	179000

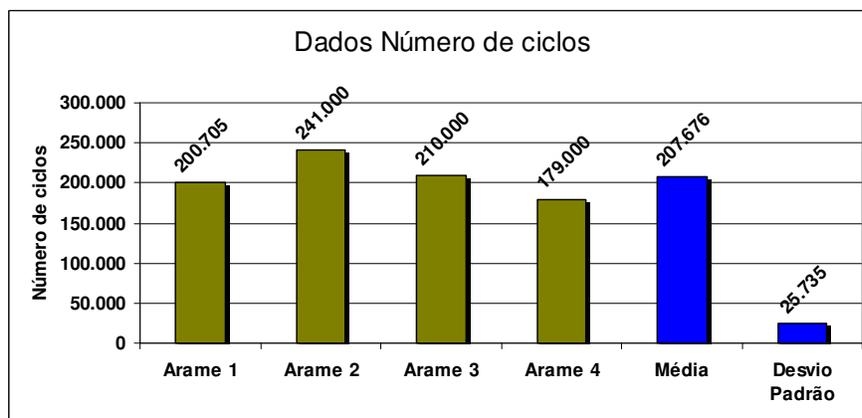


Figura 5.4 - Número de ciclos até o rompimento do corpo de prova.

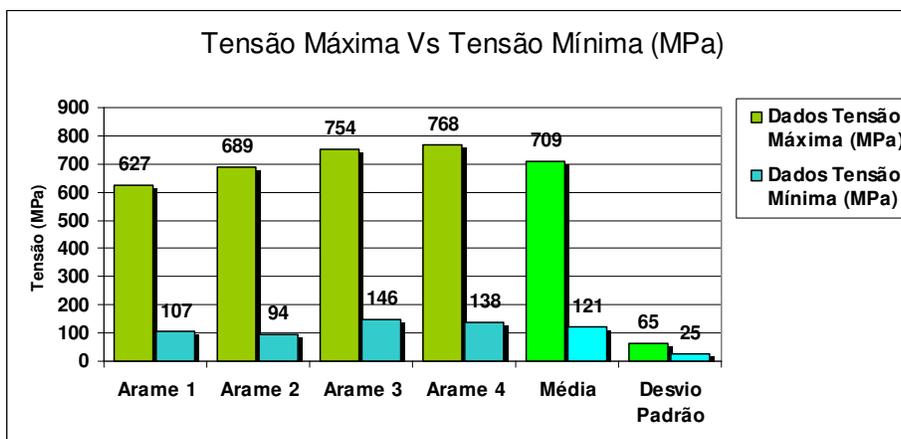


Figura 5.5 - Tensões aplicadas em cada arame durante o ensaio.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

No ensaio utilizando a roseta, comprovou-se que a tensão máxima é colinear com a direção longitudinal do corpo de prova, por esse motivo, não seria necessário o uso de extensômetros tipo roseta, mas poderiam ser utilizados extensômetros tipo uniaxiais nos demais ensaios. Como se pode ver na tabela 5.1 o ângulo θ possui um desvio com relação a longitudinal do arame de no máximo $1,79^\circ$, ou seja, praticamente alinhada com o eixo longitudinal do arame. No ensaio subsequente em que os corpos de prova foram ensaiados até o rompimento, uma das exigências para estes ensaios foi que a razão de carga R ficasse na faixa de 0,10 a 0,20 e isto pode ser verificado na Tabela 5.2.

Cabe salientar também que quando um dos arames rompeu durante o ensaio, a carga atuante sobre os outros corpos de prova não sofria alteração, como mostra a Figura 6.1. Nesta figura pode-se ver que quando rompem os arame Nº 1 e Nº 4 a tensão atuante sobre o arame Nº 2 não sofre variação. Analisando o gráfico da Figura 5.5 é possível perceber que as tensões máximas são discrepantes, o que torna obrigatória o monitoramento individual dos arames, através de extensômetros durante o ensaio.

Durante os ensaios constatou-se que os dispositivos de aplicação de cargas assim como o de variação de amplitude se mostraram confiáveis à medida que a carga se manteve constante até o colapso do arame.

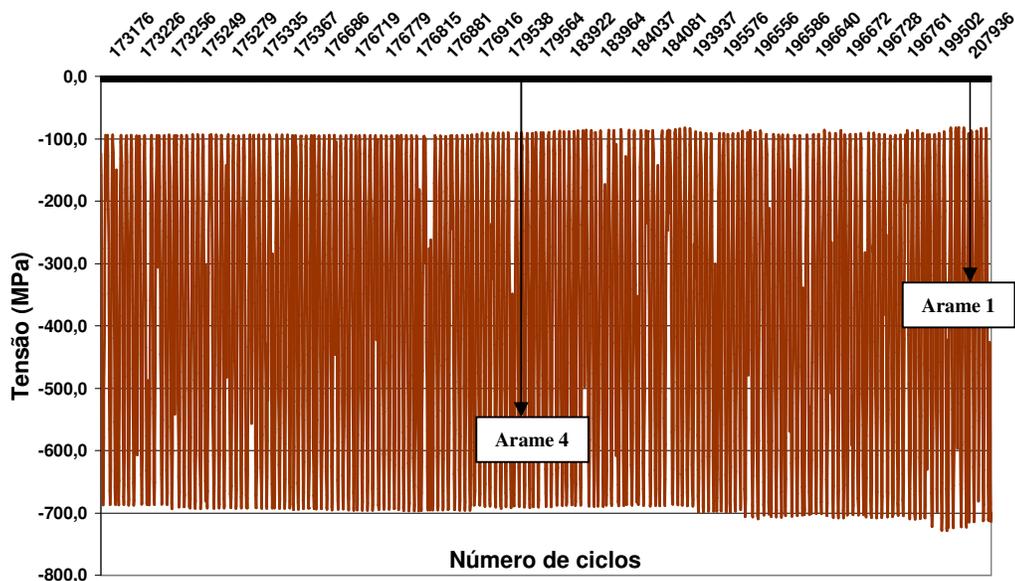


Figura 6.1 - Perfil de tensões do arame 2 durante o ensaio mostrando os momentos de rompimento dos corpos de prova N^o1 e N^o4.

7 CONCLUSÕES

De posse dos resultados dos testes de validação da máquina, pode-se concluir que a máquina para ensaios de fadiga nos arames da armadura de tração dos risers flexíveis atingiu o objetivo proposto em seu projeto e está apta a ser utilizada para o levantamento da curva de Wöhler a fim de avaliar a resistência a fadiga de arames confeccionados por diferentes fabricantes. A possibilidade de ensaiar simultaneamente 4 corpos de prova utilizando uma única máquina é bastante interessante, pois resulta em economia de tempo e consequentemente um tempo de resposta muito menor na obtenção de resultados.

8 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Antunes, I.; Freire, M.; **“Elementos de máquinas”** – Ed. Érica, 8ª edição, 2000.
- Betanzos, J. T.; **“Projeto, construção e teste de equipamento para ensaios de fadiga para risers flexíveis”**, Dissertação, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, UFRGS, Porto Alegre, 2004.
- Branco, C. A. Fernandes A. A., Castro P.M.S.T.; **“Fadiga de Estruturas Soldadas”**, Lisboa, 1986.
- Fontana, W. A.; **“Estudo do desempenho em fadiga do componente tibial metálico de um modelo de prótese total de joelho”**, Dissertação, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais, UFRGS, Porto Alegre, 2004.
- Lemos, C. A. D.; **“Projeto de risers flexíveis”**, 2008, Workshop Petrobras.
- Salerno, G.; **“Influência da Deformação Média na Previsão de Vida em Fadiga de Baixo Ciclo da Liga AA7175–T1”**, Departamento de Engenharia Mecânica, FEI, São Paulo, 2003.
- Shigley, J. E., Budynas, R. G., Mischke, C. R.; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 7ª edição, 2005.
- Silva, José Alisson Sousa e, **“Desenvolvimento e Construção de Uma Bancada de Testes Para Ensaios sob Corrosão-Fadiga em Dutos e Estruturas Metálicas”**, Monografia – Ênfase em Tecnologia de Dutos, UFCG, Campina Grande, 2006.
- Stemmer, C. E. ; **“Projeto e construção de máquinas”** – Ed. Globo, 1974.
- VISHAY; **“Interactive Guide to Strain Gage Technology”**. Disponível em: <http://www.vishay.com/strain-gages/> Acesso em: 09 nov. 2009.

APÊNDICE I: DIMENSIONAMENTO DO EIXO PRINCIPAL

O eixo responsável por transmitir o torque do motor e converter em força axial através do sistema excêntrico (figura 3.10), o diagrama de corpo livre do eixo segue abaixo.

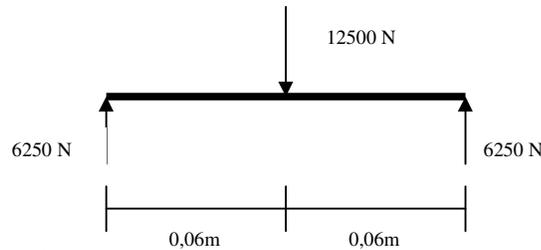


Figura A1 - diagrama de corpo livre do eixo principal

$$M_{\max} = 12500 \times 0,06 = 750 Nm \quad (\text{A1.1})$$

$$M_{\min} = 1250 \times 0,06 = 75 Nm \quad (\text{A1.2})$$

$$M_a = \frac{750 - 75}{2} = 337,5 Nm \quad (\text{A1.3})$$

$$M_m = \frac{750 + 75}{2} = 412,5 Nm \quad (\text{A1.4})$$

Propriedades do aço SAE 4340 temperado e revenido (tabela A-21, Shigley et alli, 2005):

- $S_{ut}=1720\text{MPa}$ (resistência a tração).
- $S_y=1590\text{MPa}$ (resistência ao escoamento).
- Dureza Brinell = 486 HB.
- $E=207000\text{MPa}$ (módulo de elasticidade).
- Como $S_{ut}>1460\text{ Mpa}$, $S_e'=740\text{Mpa}$.

$$S_e = S_e' \times k_a \times k_b \times k_c \times k_d \times k_e \times k_f \quad (\text{A1.5})$$

Onde:

K_a = fator de modificação de condição de superfície.

K_b = fator de modificação de tamanho.

K_c = fator de modificação de carga.

K_d = fator de modificação de temperatura.

K_e = fator de confiabilidade.

K_f = fator de modificação por efeitos variados.

S_e' = limite de resistência de espécime de teste do tipo viga rotativa.

S_e = limite de resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso.

$$k_a = a \times S_{ut}^b = 4,51 \times 1720^{-0,265} = 0,626 \quad (\text{A1.6})$$

$$kb = \left(\frac{d}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{25}{7,62} \right)^{-0,107} = 0,88 \quad (\text{A1.7})$$

$$Kc=1 \text{ (esforço de flexão)}. \quad (\text{A1.8})$$

$$Kd=1 \text{ (não há influência da temperatura)}. \quad (\text{A1.9})$$

$$Ke=Kf=1. \quad (\text{A1.10})$$

Substituindo os valores encontrados na equação A1.5 temos:

$$Se = 740 \times 0,88 \times 0,901 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 = 586,73 \text{ MPa}$$

Segundo Shigley et alli, 2005, para rasgos de chaveta usinados com fresa padrão, $kt=1,79$.

O cálculo do fator de concentração de tensão em fadiga é dado através da equação de Newber. [Shigley et alli, 2005].

$$kf = 1 + \frac{kt-1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} = 1 + \frac{1,79-1}{1 + \frac{0,3657}{\sqrt{4}}} = 1,66 \quad (\text{A1.11})$$

Onde:

Kf = fator de concentração de tensão em fadiga.

Kt = fator de concentração de tensão.

\sqrt{a} = parâmetro de Heywood (tabela 7.8, Shigley et alli, 2005).

r = raio do entalhe, neste caso da chaveta.

Segundo o critério de Gerber para o cálculo do diâmetro do eixo:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{8 \times n \times A}{\pi \times Se} \right) \times \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2 \times B \times Se}{A \times Sut} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}} \quad (\text{A1.12})$$

Como a influência da torção foi desconsiderada, as equações para cálculo de A e B se reduzem a:

$$A = 2 \times kf \times Ma = 2 \times 1,66 \times 337,5 = 1120,5 \text{ MPa} \quad (\text{A1.13})$$

$$B = 2 \times kf \times Mm = 2 \times 1,66 \times 412,5 = 1369,5 \text{ MPa} \quad (\text{A1.14})$$

Considerando um coeficiente de segurança (n) de 1,4 e substituindo os valores na equação A1.12:

$$d = \sqrt[3]{\left(\frac{8 \times 1,4 \times 1120,5}{\pi \times 586,73e^6}\right) \times \left\{1 + \left[1 + \left(\frac{2 \times 1369,5 \times 586,73e^6}{1120,5 \times 1720e^6}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}\right\}} = 24,97 \text{ mm}$$

Logo, o eixo fabricado deve ter um diâmetro de 25 mm e deve ser do aço SAE 4340 temperado e revenido.

APÊNDICE II: SELEÇÃO DOS ROLAMENTOS

O rolamento excêntrico suporta toda a carga, o seu cálculo segue o roteiro apresentado por Antunes e Freire, 2000.

$$C = \frac{FL}{FN} \times P \quad (\text{A2.1})$$

Onde:

C= capacidade de carga dinâmica (kgf).

FL= fator de forças dinâmicas.

FN=Fator do número de rotações.

P= carga dinâmica equivalente (kgf).

$$P = x \times Fr + y \times Fa = 1 \times 1250 = 1250 \text{kgf} \quad (\text{A2.2})$$

Onde:

x= fator radial.

Fr= força radial resultante.

Y= fator axial.

Fa= Força axial resultante.

Como não existe força axial resultante envolvida neste sistema, $Fa = 0$, logo $x=1$ e a carga dinâmica equivalente reduz-se a força radial resultante que é de 1250kgf.

$$FN = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \times n}} = \sqrt[3]{\frac{100}{3 \times 120}} = 0,65 \quad (\text{A2.3})$$

Onde n= rotação do eixo em rpm.

A durabilidade dos rolamentos de esferas, com probabilidade de 10% de falhas, por lote, em um milhão de rotações, pode ser calculada pela equação abaixo:

$$LH = 500 \times (FL)^3 = 500 \times (2,8)^3 = 10976 \text{horas} \quad (\text{A2.4})$$

Onde FL (fator de força dinâmica) é encontrado na tabela 13.41 do Antunes e Freire 2000 e foi considerado com o valor de 2,8 (motor de pequeno porte), com estes dados podemos calcular a capacidade dinâmica de carga:

$$C = \frac{FL}{FN} \times P = \frac{2,8}{0,65} \times 1250 = 5384 \text{kgf} \quad (\text{A2.5})$$

Portanto, o rolamento escolhido para esta aplicação foi o de carreira única de esferas NSK 6216 com capacidade de carga de 5700 kgf e diâmetro interno de 80mm com largura de 26mm. Estes dados foram utilizados para projetar o sistema de ajuste excêntrico.

Para suportar o eixo será utilizado um par de rolamentos de esferas de carreira única, estes, serão mancalizados nas placas laterais que envolvem o sistema excêntrico. Para efeito

de projeto, foi considerado que em cada um dos rolamentos está aplicada metade da carga total, ou seja, 625kgf.

$$P = x \times Fr + y \times Fa = 1 \times 625 = 625 \text{kgf} \quad (\text{A2.6})$$

$$C = \frac{FL}{FN} \times P = \frac{1,1}{0,65} \times 625 = 1057 \text{kgf} \quad (\text{A2.7})$$

Como os rolamentos mancalizados estarão submetidos a esforços menores que o rolamento excêntrico, o fator de forças dinâmicas foi considerado 1,1, resultando numa capacidade de carga dinâmica de 1057 kgf, com isto, foi selecionado um par de rolamentos de esfera de carreira única tipo NSK 6205 com diâmetro interno de 25 mm que é concordante ao diâmetro do eixo.

APÊNDICE III: SELEÇÃO DO ACOPLAMENTO

Para fazer a união entre o eixo do motoredutor e o eixo principal fez-se a escolha de um acoplamento elástico NOR-MEX tipo E-67 que suporta diâmetro de eixo de até 30mm e um momento de torção máxima de 4 kgfm, sendo que o momento de torção em nosso eixo é devido a excentricidade, que será de no máximo 5 mm, multiplicada por uma força de 625 kgf resulta num momento torçor de 3,125 kgfm. (a excentricidade máxima ocorre na metade do percurso de subida da chaveta, logo o valor da força foi considerado a metade do total, ou seja, 1250kgf).

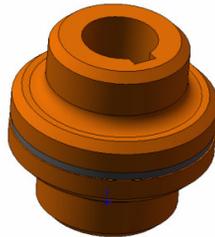


Figura A2 - acoplamento elástico Nor-Mex tipo E-67.

APÊNDICE IV: VERIFICAÇÃO DAS COLUNAS DE APLICAÇÃO DE CARGA

Como os eixos de aplicação de carga são elementos curtos, não devem sofrer flambagem, como mostra a equação abaixo. [Shigley et alli, 2005].

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times E \times I}{l^2} = \frac{\pi^2 \times 207000 \times 19174,75}{150^2} = 1741074,2N \quad (\text{A4.1})$$

Onde:

P_{cr} = Carga máxima que pode ser aplicada sobre a coluna (N).

E = 207000 MPa (módulo de elasticidade).

I = momento de inércia da coluna circular (Φ 25mm).

l = comprimento da coluna (mm).

Como podemos ver na equação A4.1, para que ocorra flambagem, a carga aplicada durante o ensaio deve ser maior que P_{cr} , isto não ocorrerá visto que a carga máxima do ensaio para efeito de projeto é de 12500 N.