

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

DESENVOLVIMENTO DE MÁQUINA PARA ENSAIO DE RISERS FLEXÍVEIS

por

Matheus Lixinski

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 2008



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

DESENVOLVIMENTO DE MÁQUINA PARA ENSAIO DE RISERS FLEXÍVEIS

por

Matheus Lixinski

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. Dr. Walter Jesus Paucar Casas
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro

Comissão de Avaliação:

Prof. Vilson João Batista

Prof. Ivan Guerra Machado

Porto Alegre, 02 de dezembro de 2008.

- DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Neri Lixinski e Edima Eli Orlandini, aos meus irmãos, Carolina Lixinski, Mariana Lixinski e Lucas Lixinski, se não fosse por eles eu poderia não estar aqui.

- AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Laboratório de Metalurgia Física (Lamef), que me acolheu durante quase toda minha faculdade, em especial ao Professor Dr. Telmo Roberto Strohaecker.

Agradeço também aos meus amigos e colegas que direta ou indiretamente me ajudaram durante essa longa caminhada.

Agradeço ao professor, José Antônio Esmerio Mazzaferro, por me orientar e sempre estar disposto a me ajudar durante este trabalho.

“EU SOU GAÚCHO, E ME CHEGA PRÁ SER FELIZ NO UNIVERSO”

Iedo Silva

LIXINSKI, M. **Desenvolvimento de máquina para ensaios em Risers flexíveis** 2008. 22 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

RESUMO

O presente trabalho trata do projeto de uma bancada de testes para risers flexíveis. Inicialmente é feita uma revisão bibliográfica explicando de forma clara o que são risers flexíveis, também é mostrado bancada de testes similares já existentes ao redor do mundo. Como ponto de partida do projeto, foram identificados os esforços sobre o riser, quando em operação. Após foi escolhida a melhor configuração para a máquina, tendo como base conceitos já utilizados em outras bancadas de testes existentes. Para a definição do conceito final foram feitas diversas simulações numéricas pelo método de elementos finitos (MEF). Todos os componentes da bancada de testes foram analisados: flanges, módulos, cilindros hidráulicos, rolamentos, etc. Os resultados obtidos se mostram satisfatórios, com coeficientes de segurança aceitáveis. A capacidade da máquina é de 1,4 MN de carga axial e de $\pm 15^\circ$ de flexão.

PALAVRAS-CHAVE: Risers flexíveis, Bancada de testes, Análise por elementos finitos.

LIXINSKI, M. **Development of a flexible Riser test machine** 2008. 22 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2008.

ABSTRACT

This work deals with the design of a test bench for flexible Risers. We begin with a review explaining clearly what flexible Risers are flexible, also showing others existing machines that use similar tests around the world. As a starting point for the project, efforts were identified on the Riser, when in operation. Then the best setting for the machine was chosen, based on concepts already used in other existing machines tests. For the final definition of the concept several numerical simulations of finite element method (FEM) were undertaken. All components of bench tests were analyzed: flanges, modules, hydraulic cylinders, bearings, etc.. The results have proven satisfactory, with coefficients of acceptable safety. The capacity of the machine is 1.4 MN of axial load and $\pm 15^\circ$ of flexion.

KEYWORDS: Flexible riser, Test bench, Finite elements analysis.

- ÍNDICE

	Pág.
1. Introdução.....	1
2 Objetivos.....	1
3 Revisão Bibliográfica.....	1
3.1 Risers flexíveis.....	1
3.2 Bend stiffener.....	2
3.3 Equipamentos existentes.....	3
4 Projeto.....	5
4.1 Identificação dos esforços envolvidos.....	5
4.2 Configurações possíveis.....	5
4.3 Estrutura principal.....	6
4.4 Flange para união das estruturas.....	7
4.5 Módulo de fixação do cilindro hidráulico.....	8
4.6 Cilindro hidráulico.....	9
4.7 Módulo de flexão.....	10
4.8 Cabeçote de flexão.....	11
4.9 Suporte dos cilindros de flexão.....	12
5 Controle da bancada de testes.....	13
6 Conclusões.....	13
7 Referências Bibliográficas.....	13

1. INTRODUÇÃO

Hoje em dia, a preocupação com a questão ambiental é muito grande, principalmente na indústria petrolífera, pois a cada derramamento de petróleo há um imenso prejuízo ambiental, sem contar o prejuízo financeiro causado em função das multas aplicadas e da recuperação do ecossistema do local.

Vendo isso, a Petrobras busca cada vez mais por novas tecnologias, tentando minimizar ao máximo os riscos de eventuais desastres ambientais. Em função de estar sempre buscando equipamentos mais modernos, vem com estes a necessidade de efetuar testes para descobrir seus limites e tentar monitorar seus equipamentos a fim de evitar possíveis falhas dos mesmos.

O laboratório de metalurgia física da UFRGS (Lamef), em parceria com a Petrobras, está desenvolvendo uma bancada de ensaios, para que seja realizado testes em risers flexíveis e seus conectores, tanto o conector utilizado na superfície, ligando o riser a plataforma, como o responsável pela conexão com o poço no fundo do mar.

2. OBJETIVOS

Desenvolver uma bancada de ensaios para risers flexíveis, e fazer com que os esforços sofridos pelo riser durante o ensaio, sejam os mais próximos possíveis dos esforços sofridos pelo mesmo, quando instalado em plataformas de extração de petróleo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Risers flexíveis

Risers flexíveis são estruturas utilizadas na indústria do petróleo, para extração do petróleo do fundo do mar, onde se encontra o poço de petróleo, até a superfície do mar, onde há uma plataforma de produção. Elas são utilizadas principalmente em locais de grandes profundidades, pois quanto maior a profundidade, mais forte são as correntes marinhas e esforços sofridos pelos risers, e a principal característica dessas estruturas, é sua grande flexibilidade.

Um riser flexível é composto por diversas camadas diferentes e com materiais diferentes. Cada camada é responsável por suportar um esforço, a diferença está na liberdade de movimento de cada uma. A figura 3.1 abaixo ilustra as diferentes camadas de um riser flexível.

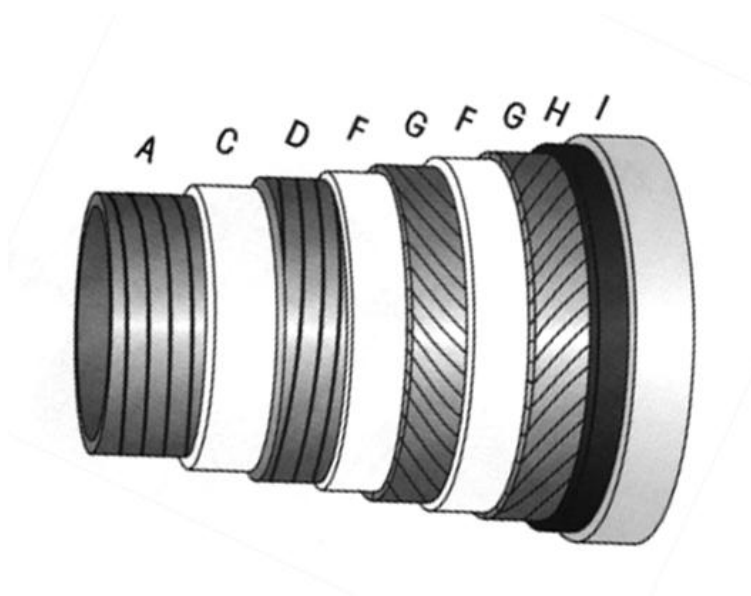


Figura 3.1 - Camadas riser flexível (Costa, Roitman, Magluta e Ellwanger 2003).

As camadas ilustradas na figura 3.1 são compostas por materiais metálicos e poliméricos, as camadas metálicas são formadas por diferentes perfis de seções transversais, dispostas em diferentes ângulos. A tabela 3.1 descreve as funções estruturais de cada camada.

Tabela 3.1 – Descrição das camadas de um riser flexível
(Costa, Roitman, Magluta e Ellwanger 2003).

Camadas	Função estrutural
A – Carcaça intertravada	Resistir à pressão externa
C – Camada plástica	Estanqueidade
D – Camada zeta	Resistir a esforços radiais devido à pressão externa
F – Camada plástica	Estanqueidade e diminuição do atrito
G – Armadura de tração	Rigidez a torção e aos carregamentos axiais
H – Adesivo	Aderência das camadas G e I
I – Camada plástica externa	Protege a linha e a estanqueidade

3.2 Bend stiffener

Bend stiffener é um equipamento instalado na extremidade superior do riser flexível, junto à plataforma de produção. A figura 3.2 abaixo mostra um desses equipamentos instalados em seu local de trabalho.

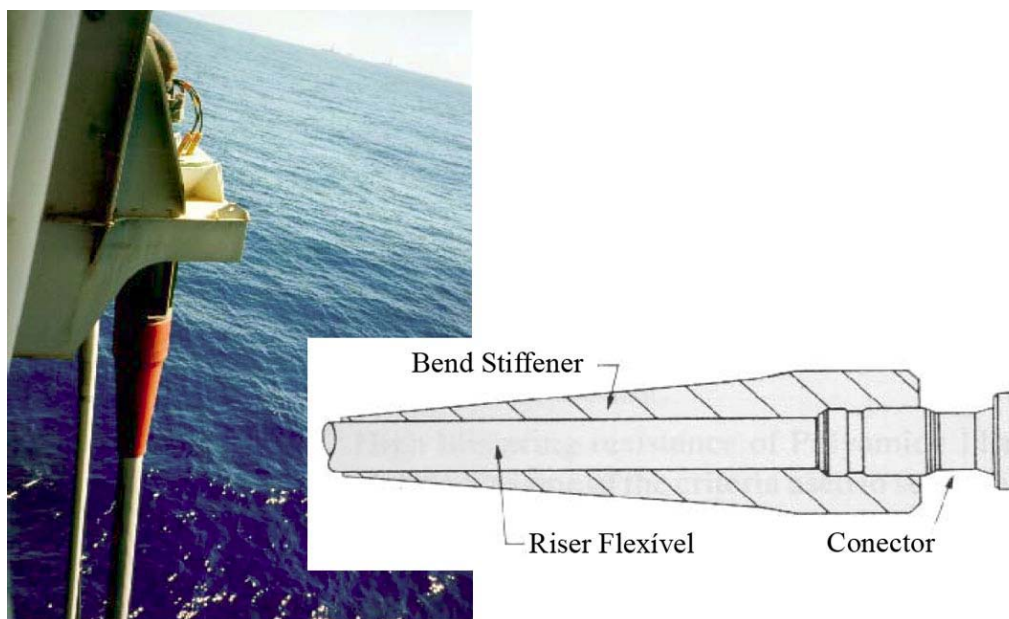


Figura 3.2 – Instalação do Bend stiffener em uma plataforma (Andrade, 2005).

O bend stiffener serve para que se tenha uma região de transição uniforme de rigidez do sistema, pois como o riser flexível tem uma rigidez muito menor que o conector, que é de aço, a conexão ficaria muito fragilizada devido a correntes marinhas, ventos, ondas, etc. levando à fratura constante da conexão.

Segundo Andrade, há basicamente dois tipos de bend stiffener à flexão, classificados de acordo com o seu local de utilização:

- Bend stiffener tradicionais (ou *standard*);
- Bend stiffener para “boca de sinos”.

Os bend stiffener tradicionais são normalmente utilizados para instalações em plataformas fixas ou semi-submersas com suportes de dutos flexíveis convencionais. Possuem como característica principal, o fato de serem montados sobre o conector da linha flexível.

Bend stiffener para boca de sinos, como o nome já informa, são enrijecedores instalados em bocas de sino de navios, neste caso eles não são instalados sobre o conector da linha flexível, mas em uma estrutura presa à boca de sino, enquanto o conector é apoiado no nível do convés.

3.2 Equipamentos existentes

Há diversos equipamentos semelhantes em uso no mundo, eles utilizam o mesmo princípio à ser empregado neste projeto, tendo como cargas principais atuantes, axial e de flexão. A seguir tem alguns exemplos de máquinas projetadas a fim de se realizar ensaios de risers flexíveis. A figura 3.2 mostra um equipamento localizado em Houston, EUA, de propriedade da NKT, porém não foi encontrada, na literatura, especificações técnicas a respeito de suas cargas máximas, tanto a carga axial quanto a seu deslocamento angular máximo de flexão.



Figura 3.2 - Bancada de testes NKT, Houston, EUA (<http://www.nktflexibles.com>).

Por ser uma bancada de testes na posição vertical, acredita-se que há dificuldades no posicionamento do corpo de prova no local de ensaio, também como a necessidade de confeccionar corpos de prova de dimensões fixas, por não ser possível modificar as dimensões da bancada de testes.

Já a figura 3.3 apresenta um equipamento na posição horizontal, localizada em Trondheim, Noruega, com capacidade de carga axial máxima de 2 MN.



Figura 3.3 – Bancada de testes Marintek, Trondheim, Noruega (<http://www.sintef.no/Home/Marine/MARINTEK>).

Na Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), existe outra bancada de testes, projetada e confeccionada com tecnologia nacional. Esta máquina, assim como a localizada em Houston, é na posição vertical com cargas axial máxima de 2,5 MN e ângulo de flexão entre -15 até + 35 graus. A figura 3.4 mostra detalhe do cabeçote de flexão da máquina.



Figura 3.4 – Bancada de testes localizada no Rio de Janeiro (Andrade, 2005).

4. PROJETO

4.1 Identificações dos esforços envolvidos

Risers flexíveis, quando estão instalados e operando, sofrem diversos esforços internos e externos, os principais são: flexão devido às correntes marinhas, ventos que deslocam a plataforma, situada na superfície do mar, ao escoamento interno do fluido extraído do fundo do mar, etc. e de tração devido ao peso do próprio riser. A figura 4.1 ilustra de melhor forma esses esforços sobre o riser.



Figura 4.1 – ilustração esforços sobre o riser.

4.2 Configurações possíveis

Foi pensado em duas configurações possíveis para a bancada de testes. Uma com o cilindro hidráulico acoplado ao cabeçote de flexão, simplificando muito uma das extremidades da estrutura, facilitando a fabricação da bancada de testes, pois uma das extremidades apenas engastaria o corpo de prova, e o outro seria responsável pela tração e flexão. Um esboço dessa configuração pode ser visto na figura 4.2.

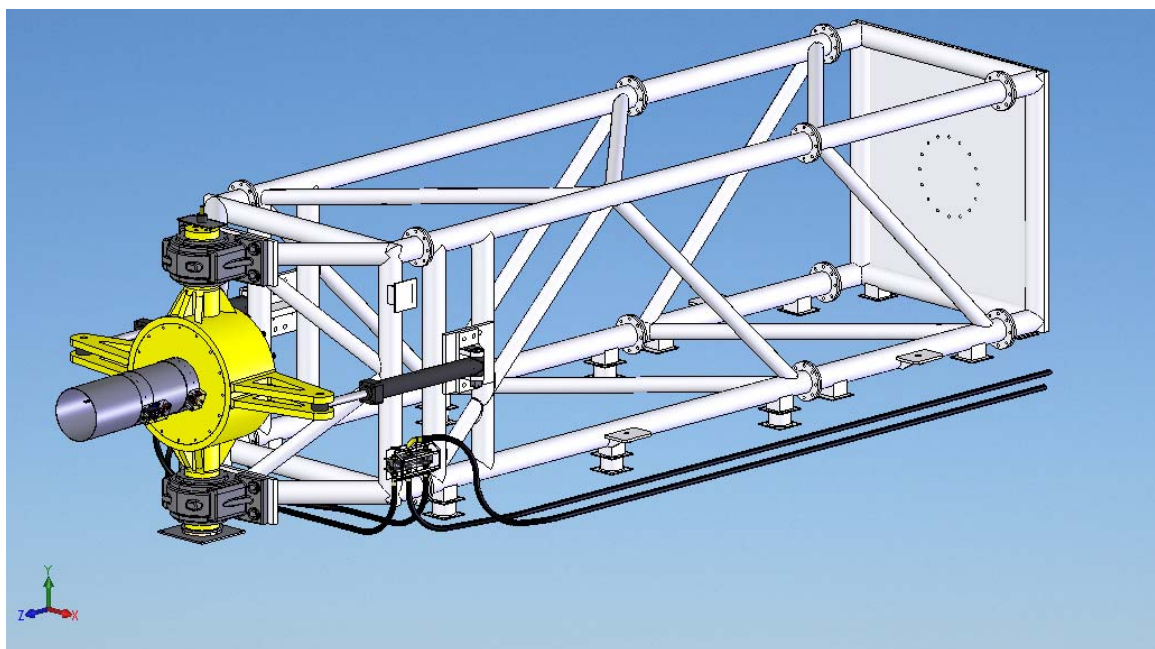


Figura 4.2 – configuração com o cilindro hidráulico junto ao cabeçote de flexão.

A outra configuração possível é ter o sistema de tração e flexão independentes, um em cada extremidade da bancada de testes, necessitando assim a fabricação de um módulo especial para a fixação do cilindro hidráulico. A figura 4.3 abaixo mostra melhor a diferença entre as duas configurações.

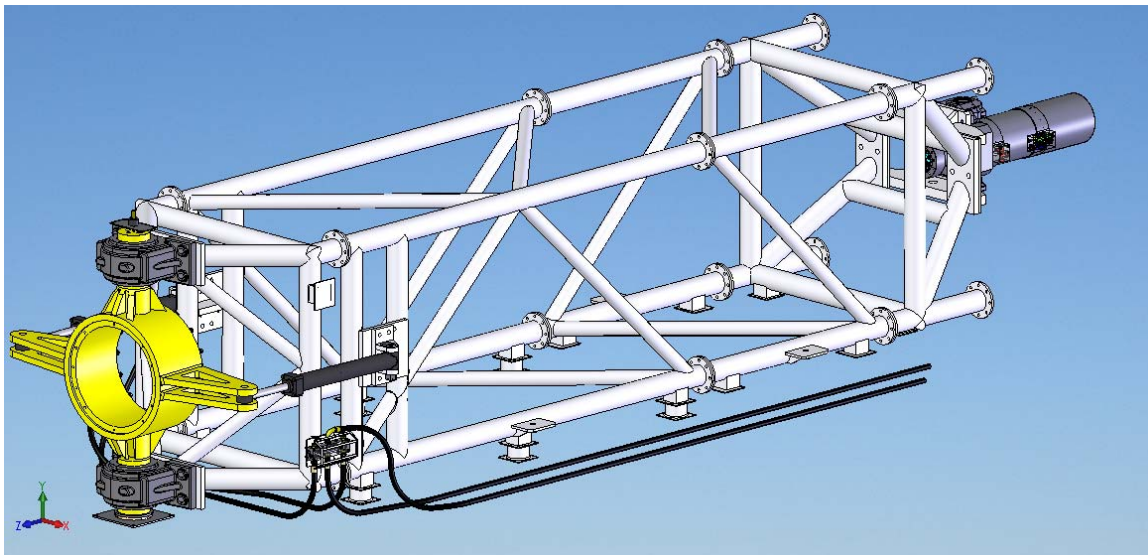


Figura 4.3 – configuração com os sistemas de tração e flexão separados.

Analisando as duas escolhas, preferiu-se utilizar a segunda configuração, pois facilitaria a instalação do corpo de prova na bancada de testes e por essa configuração ser mais fiel aos esforços sofridos pelo riser em campo.

4.3 Estrutura principal

Nos módulos centrais da bancada de ensaios, a estrutura principal foram simplesmente adotadas as mesmas dimensões da estrutura de outra máquina semelhante do Laboratório de Metalurgia Física (Lamef), com capacidade para 2,5 MN. Visto que a carga máxima atingida pela máquina aqui projetada, atinge no máximo 1,4 MN, tomou-se como base as simulações feitas para a bancada de 2,5 MN, cujo resultado é mostrado na figura 4.4.

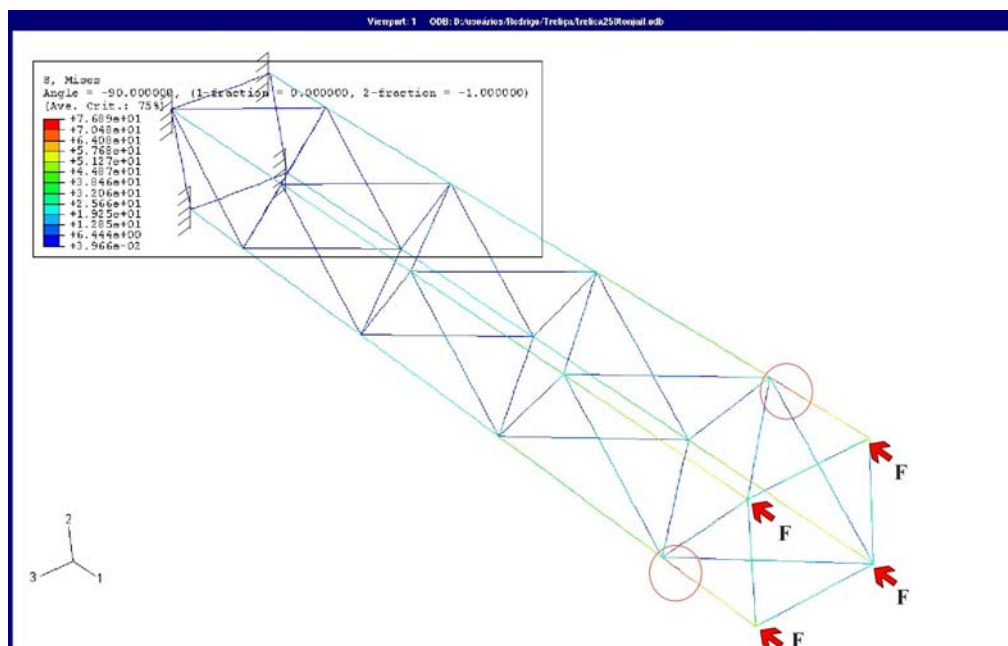


Figura 4.4 – distribuição de tensões na estrutura principal com carga de 2,5 MN (Betanzos, 2004).

Utilizando o critério de Von Mises, as tensões apresentadas ficaram bem abaixo da admissível pelo material que foi utilizado na fabricação da estrutura (DIN ST52). A carga, de 2,5 MN, foi distribuída de forma homogênea na extremidade dos quatro tubos principais da estrutura. Os círculos em rosa mostram o local onde se observou a maior concentrações de tensões, aproximadamente 77 MPa, enquanto que o limite de escoamento do material é 343 MPa.

A aparência final de cada modulo da estrutura principal é apresentada na figura 4.5, cada seção tem 4 metros de comprimento e uma distancia de 1,8 metros entre os tubos principais da estrutura.

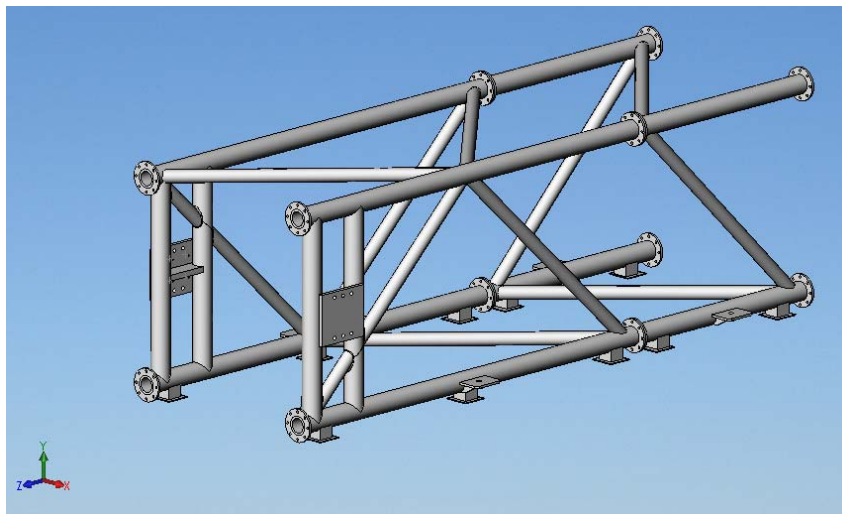


Figura 4.5 – aparência final da estrutura principal.

4.4 Flange para união das estruturas

Assim como foi feito para a estrutura principal, foram utilizados os mesmos flanges para a união das estruturas, não foi feito isso somente por comodidade, mas também para que caso seja necessário aumentar uma das máquinas, tenha módulos padronizados e a disposição.

O material utilizado para fabricar os flanges é um ASTM A36, apesar dos flanges serem somente para posicionar e fixar os módulos uns com os outros, pois a bancada de ensaios ira trabalhar somente sobre compressão, foram feitas simulações de casos extremos onde ocorresse algum problema ao longo dos testes e os carregamentos se invertessem de algum modo, fazendo com que a carga de compressão se transforme em tração.

Para isso também foi utilizada a carga máxima alcançada pelo cilindro hidráulico, de 2,5 MN, dividida pelos quatro flanges, ficando assim um carregamento de 625 KN para cada. Os flanges são fixados por 8 parafusos M20 cada um. Utilizando-se novamente do critério de Von Mises, a parte com maior concentração de tensão apresentada é mostrada na figura 4.6, com aproximadamente 90 MPa, enquanto que a tensão de escoamento do material é de 250 MPa.

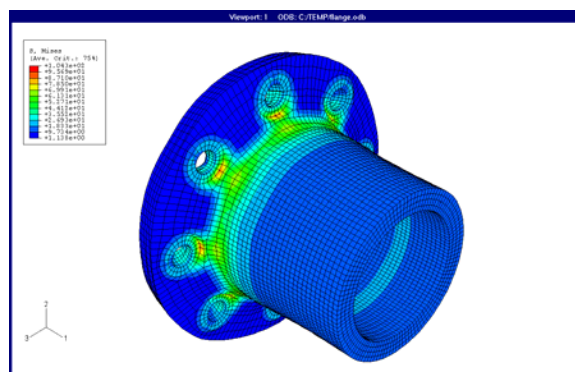


Figura 4.6 – distribuição de tensão no flange.

4.5 Módulo de fixação do cilindro hidráulico

O módulo de fixação do cilindro hidráulico foi desenvolvido a partir da idéia, de que para se manter a carga axial constante sobre o corpo de prova, teria que acompanhar o movimento de flexão do mesmo. Para isso foi desenvolvido um bloco com um eixo central, ver figura 4.7, no qual foi preso o cilindro hidráulico e encaixado em mancais para permitir que o cilindro acompanhe o movimento do corpo de prova.

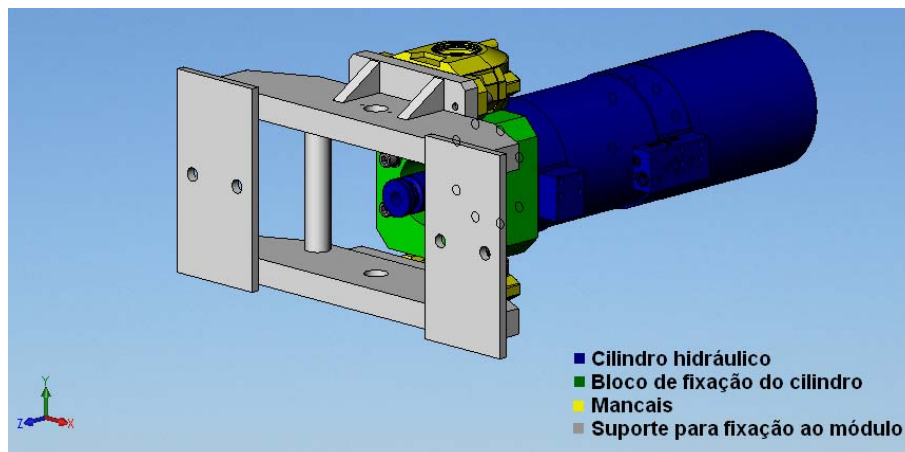


Figura 4.7 – fixação do cilindro hidráulico.

A simulação numérica foi feita com todo o conjunto já montado ao módulo de transição, utilizado para conectar este módulo de fixação à estrutura principal. Estas simulações foram feitas se utilizando do software ANSYS Workbench, e desenhos do Solid Works. Foi utilizada a carga máxima atingida pelo cilindro hidráulico de 1,4 MN, esta carga foi distribuída uniformemente na superfície de contato do cilindro com o bloco de fixação do mesmo. Já os flanges responsáveis por unir os módulos, foram engastados, por já ter sido verificada a resistência dos módulos subseqüentes. As tensões máximas observadas foram de 230 MPa, levando em consideração que a tensão de escoamento do aço, DIN ST52, é de 320 MPa, é um valor aceitável. O resultado das análises está na figura 4.8 abaixo.

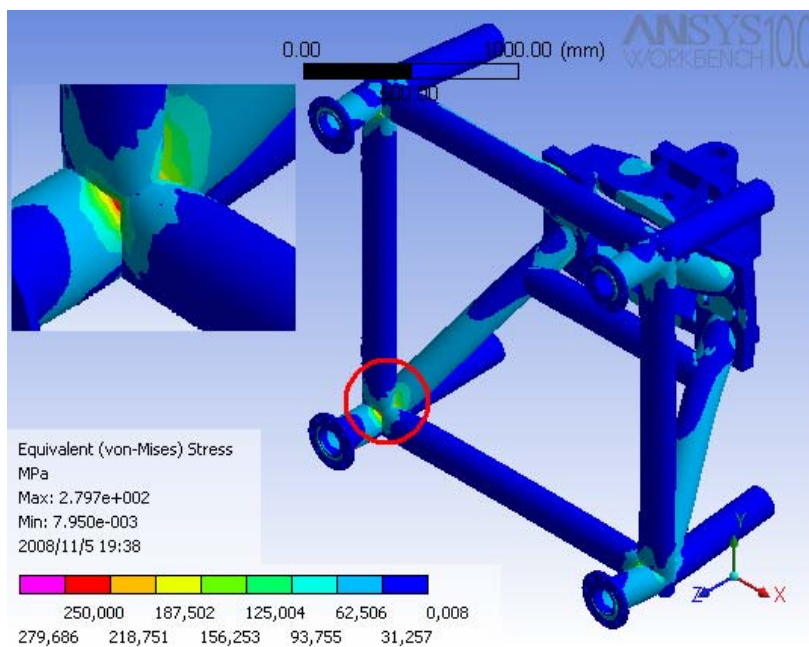


Figura 4.8 – resultado das análises.

4.6 Cilindro hidráulico

O cilindro hidráulico utilizado para essa máquina, provavelmente fazia parte de uma prensa hidráulica de alguma empresa, ele foi obtido em um ferro velho e completamente restaurado. Foram trocadas todos os retentores, juntas, o-rings, etc. e sua haste foi retificada para retirar qualquer defeito por onde poderia haver vazamento. Foi preferível comprar este cilindro hidráulico a um atuador, MTS, por exemplo, pois reduziu significadamente o valor do projeto.

Um problema encontrado na utilização deste cilindro foi a necessidade de prender um flange na ponta de sua haste, pois do modo que era preso durante sua utilização em outras máquinas, somente com um flange bipartido, ver figura 4.9(a), eram gerados pontos de grande concentração de tensões, figura 4.9(b). Com receio de que se rompesse a haste do cilindro, foi feito um projeto de prisioneiro, figura 4.9(c), a fim de aumentar a superfície resistente e conseqüentemente diminuir as tensões nos pontos críticos. Pode ser visto na figura 4.9(d) a redução das tensões com a adoção da solução proposta.

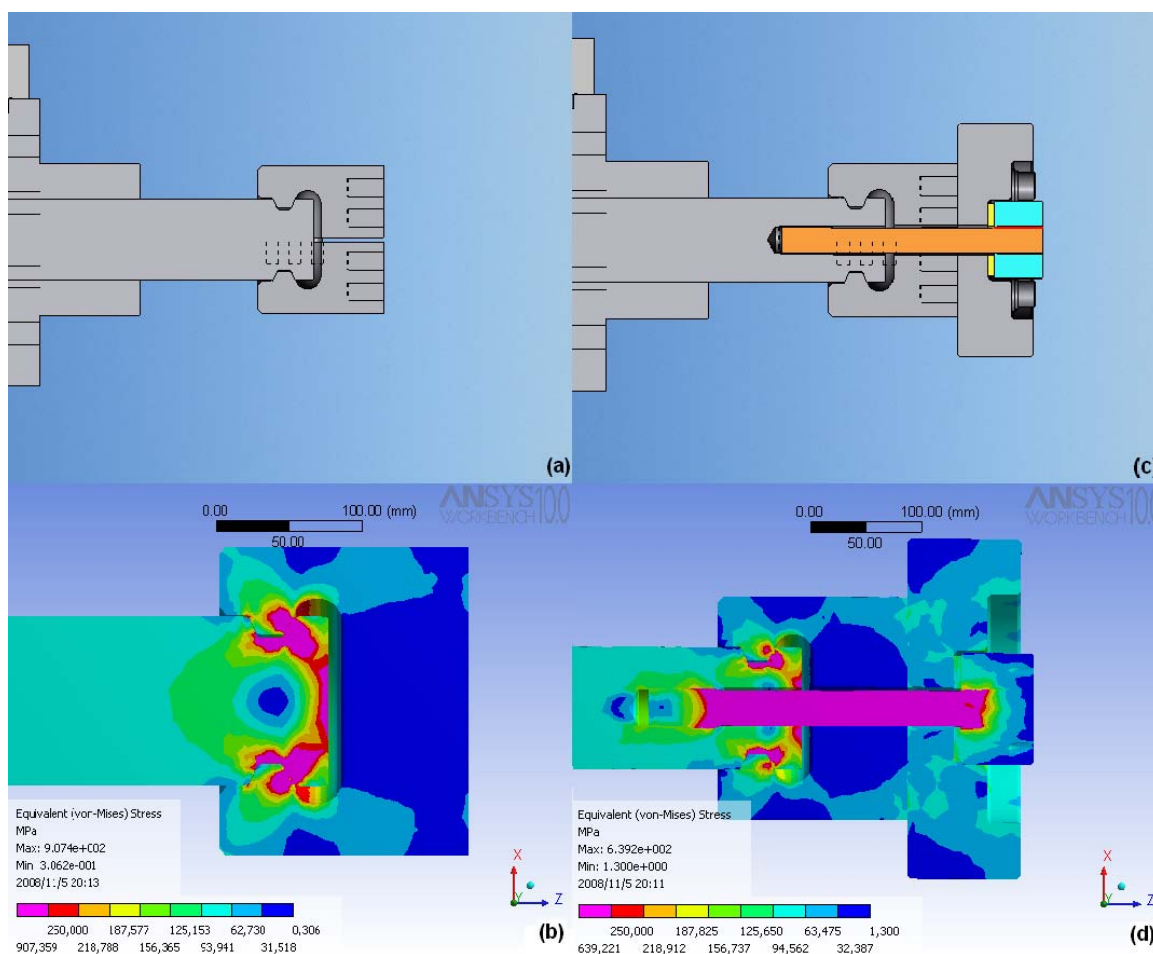


Figura 4.9 – resultado comparativo das análises.

Percebe-se que o prisioneiro diminuiu drasticamente as tensões nos cantos da haste do cilindro, no ponto onde havia uma tensão de aproximadamente 900 MPa, ocorreu redução para 260 MPa no mesmo ponto. Isso se deu graças a uma pré-carga, de 40 toneladas aplicada sobre o prisioneiro, fazendo com que este suportasse a maior carga, evitando assim a provável ruptura da haste do cilindro hidráulico.

As tensões sobre o prisioneiro chegaram a 600 MPa, mesmo com um nível de tensões altas, o componente ficou com um coeficiente de segurança de 2, já que o parafuso foi produzido a partir de um aço AISI 4340 com dureza de 45 HRC e tensão de escoamento de 1365 MPa.

Além de retirar o carregamento da haste, outra função do prisioneiro, é funcionar como um fusível mecânico, pois o rompimento da haste, inutilizaria o cilindro hidráulico. Assim caso rompa algum componente, será o parafuso que é mais facilmente substituído.

4.7 Módulo de flexão

O módulo de flexão é responsável por conectar o cabeçote de flexão à estrutura principal, portanto, ele deve suportar 1,4 MN. Foi feita a simulação aplicando a carga, uniformemente, nas duas chapas, onde será preso o eixo do cabeçote de flexão, e engastando os flanges. A figura 4.10 mostra as tensões resultantes sobre o módulo, obtidas na simulação.

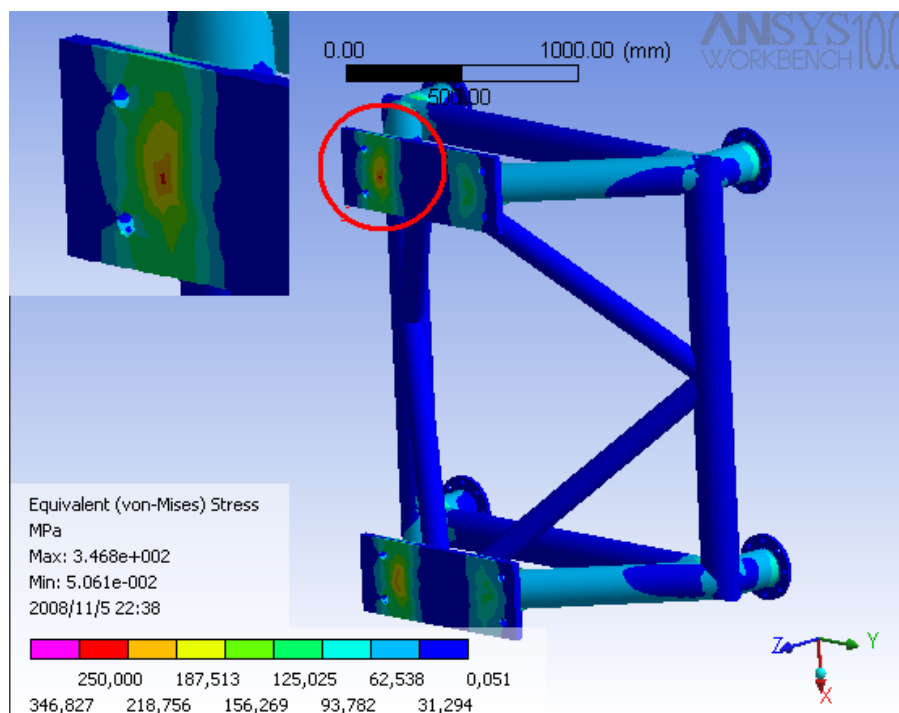


Figura 4.10 – resultado da análise no módulo de flexão.

Na figura 4.10, pode ser visto, no detalhe, um ponto onde há grande concentração de tensões, porém esse ponto foi desconsiderado, pois ocorreu um defeito de fabricação do módulo que ocasionou esse local com tensões mais altas.

Durante a fabricação deste módulo, a chapa onde será fixado os mancais, e portanto o eixo de flexão também, não foi soldada no local correto, ela deveria estar centrada em relação ao resto da estrutura, felizmente isso foi corrigido sem problemas, já que a chapa foi cortada com uma dimensão maior que a necessária foi possível fazer com que a furação ficasse centrada com a estrutura, como pode ser visto na figura 4.11.

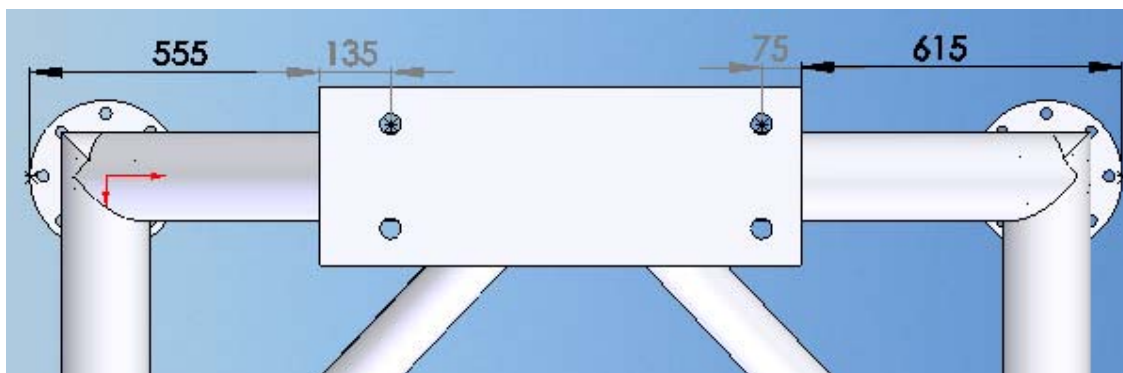


Figura 4.11 – centralização dos furos.

4.8 Cabeçote de flexão

O cabeçote de flexão é tão importante quanto o cilindro hidráulico para a bancada de testes, pois é ele quem executará o movimento que irá simular os esforços sofridos pelo riser quando submetido às ondas, correntes marinhas, ventos, etc.

Foram feitas duas análises sobre o cabeçote de flexão, uma delas sobre o eixo central da peça, onde foram presa as duas pontas do eixo e foi aplicada a carga de 1,4 MN distribuída uniformemente sobre o cabeçote de flexão, como mostrado na figura 4.12.

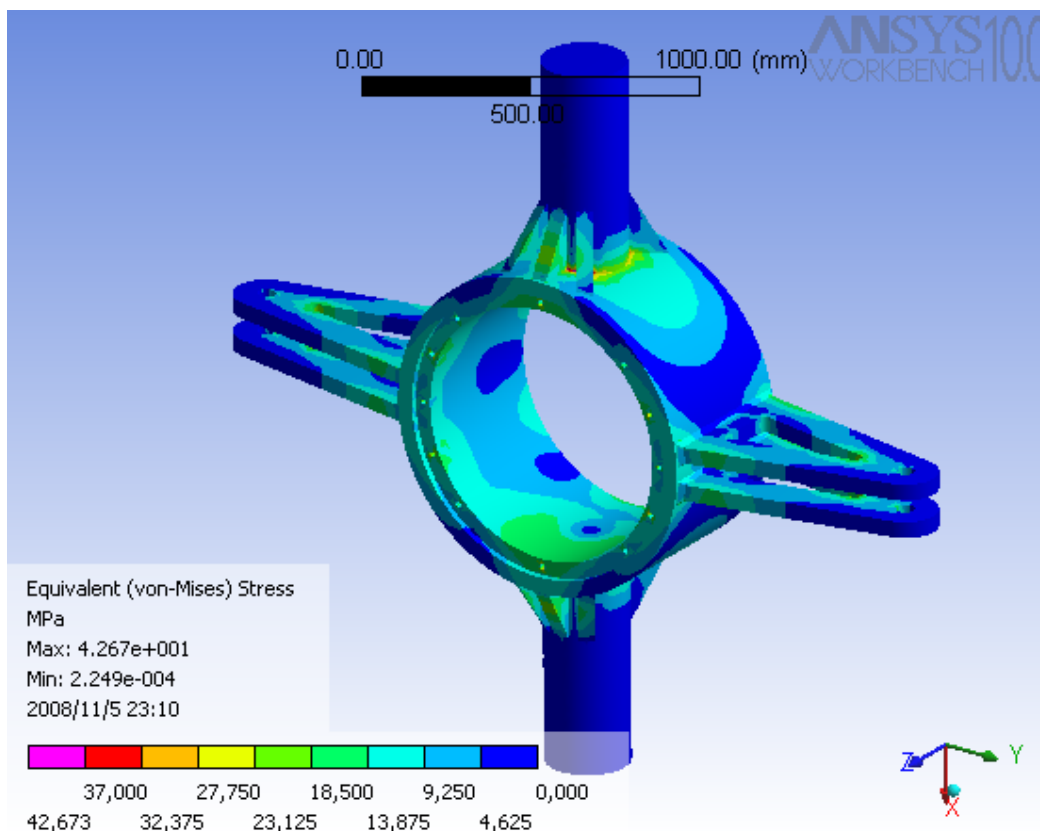


Figura 4.12 – análise sobre o cabeçote de flexão.

Percebe-se que é uma peça bem robusta, porque suas tensões máximas não passam de 42 MPa, porém não é possível reduzir suas dimensões. Para se fabricar o eixo de flexão, teve de se levar em conta os rolamentos utilizados, eles é que determinarão o diâmetro do eixo e por conseqüência, todas as outras dimensões. Foi comprado rolamentos de rolo, para a carga de 1,4 MN, tem coeficiente de segurança três, podendo ser usado com cargas maiores em outras máquinas.

A outra análise foi feita sobre os braços do cabeçote, responsáveis por movimentá-la, nelas são presos dois cilindros hidráulicos menores também comprados em um ferro velho e reparadas.

Para essa análise foram fixados os eixos do cabeçote de flexão, deixando apenas com liberdade tangencial, e aplicada a força sobre os furos mais externos dos braços soldados sobre o cabeçote de flexão. A carga aplicada é a máxima alcançada por este cilindro, de 100 KN.

A figura 4.13 abaixo mostra que as tensões encontradas também são muito baixas, 60 MPa, e que está abaixo da tensão de escoamento do material.

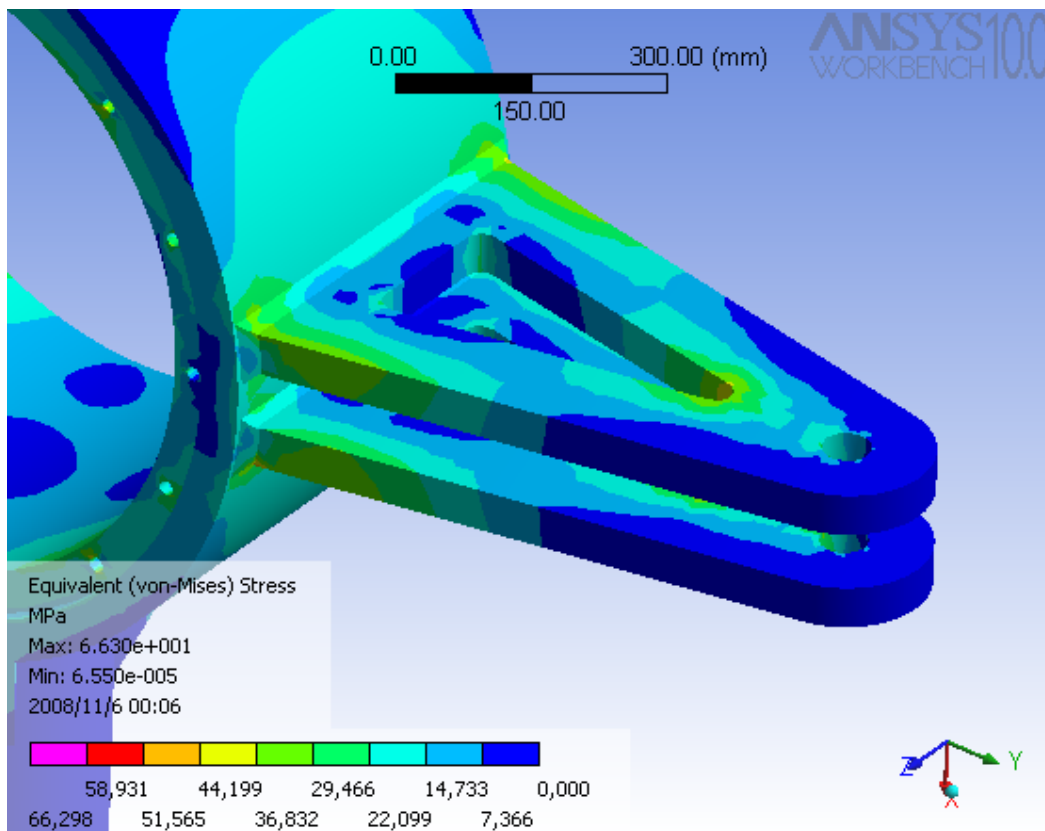


Figura 4.13 – análise sobre o braço de flexão.

4.9 Suporte dos cilindros de flexão

Este suporte é uma chapa a qual fica engastada junta à estrutura principal, e prende o cilindro hidráulico responsável pelo movimento de flexão da bancada de ensaios.

Na figura 4.14 (a) o suporte pode ser visto em sua posição na bancada de testes, e ao lado, na figura 4.14 (b), pode ser visto o resultado de sua análise. As tensões são muito baixas, bem abaixo da tensão de escoamento do material, não pondo em risco a peça.

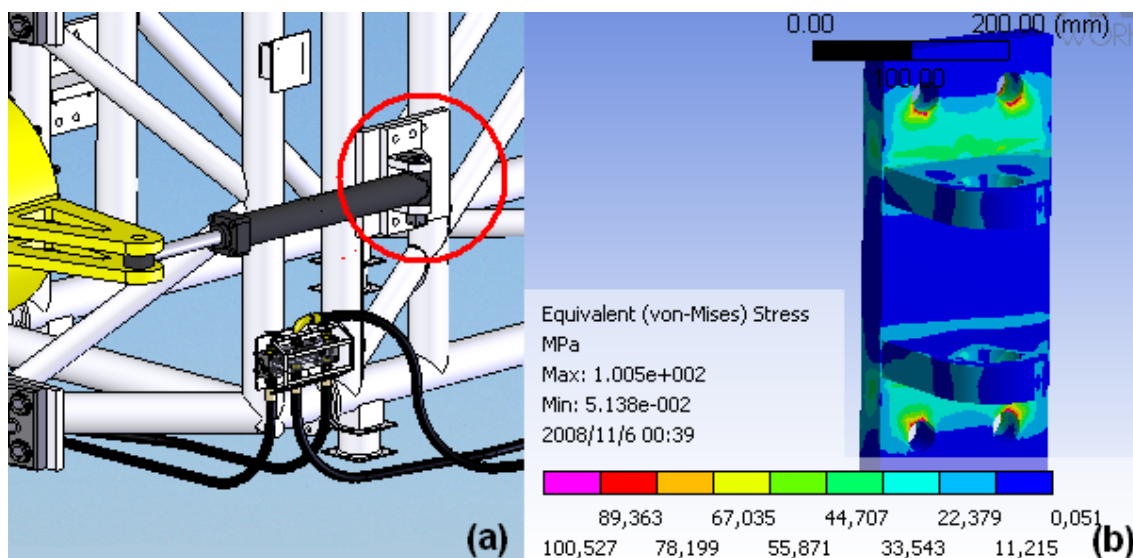


Figura 4.14 – suporte do cilindro de flexão.

5. CONTROLE DA BANCADA DE TESTES

Apesar dos cilindros hidráulicos utilizados na máquina, não serem da marca MTS, todo o sistema de controle é feito por sensores e controladores MTS. No cilindro hidráulico principal foi adaptado um LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*), na parte de trás do cilindro para controlar o deslocamento, e uma célula de carga de 1 MN na ponta da haste para controlar a carga a ser aplicada no ensaio, ambos da marca MTS.

Já para se ter controle sobre o movimento de flexão, foi adaptado um encoder acima do eixo central do cabeçote de flexão, como mostrado na figura 5.1.

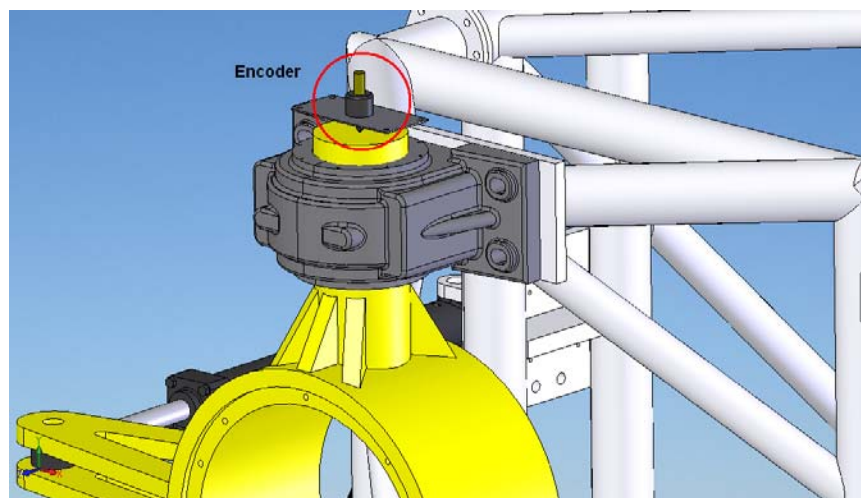


Figura 5.1 – local de instalação do encoder.

6. CONCLUSÕES

A utilização de desenhos já existentes da estrutura principal foi de grande valia, pois economizou tempo e principalmente manteve-se um padrão dimensional com as outras bancadas de testes já existentes, fazendo com que seja possível utilizar qualquer componente desta máquina em outras, e vice versa, caso isso seja necessário.

O uso de *softwares* como o Solid Works, para desenhos, e o ANSYS, para utilização do MEF (Método de Elementos Finitos), se torna essencial hoje em dia para projetos de engenharia. Sem eles seria gasto muito mais tempo para projetar cada componente da máquina e poderiam ocorrer erros matemáticos, muito comuns em projetos complexos assim como este.

Já a bancada de testes, recebeu um ensaio de um risers flexível e suportou sem apresentar nenhuma falha em seus componentes, apenas ocorreu um vazamento de óleo, em função de um *o-ring* estourado.

A bancada de testes correspondeu as expectativas suportando um mês de ensaios ininterruptos sem apresentar problemas em nenhum de seus componentes isso se deve a um grande cuidado em manter um coeficiente de segurança alto nos componentes mais solicitados.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Andrade, L. V.; **“Modificação de uma bancada de testes para ensaios em dutos flexíveis”**, Trabalho de diplomação, 2005.

Betanzos, J. T.; **“Projeto, construção e teste de equipamento para ensaios de fadiga de risers flexíveis”**, Dissertação para a obtenção do Título de Mestre em Engenharia, 2004.

Costa, C. H. O.; Roitman, N.; Magluta, C.; Ellwanger, G. B.; **“Caracterização das Propriedades Mecânicas das Camadas de um Riser Flexível”**, Segundo Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás, 2003.

Marcelo, A. L.; Tokimatso, R. C.; Júnior, P. Z.; Utiyama, R. M.; Ferreira I.; **“Fragilização da martensita revenida em parafusos: análise de dois casos”**, 8º Congresso Ibero-americano de Engenharia Mecânica, 2007.

Popov, E. P.; **“Introdução à Mecânica dos Sólidos”**, 5ª reimpressão, 2001.

Shigley, J. E.; Mishke, C.R. ; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 6ª edição, 2001.