

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

PROJETO DE MÁQUINA PARA FABRICAR CORPOS DE PROVA ATRAVÉS DE  
SOLDA POR FRICÇÃO

por

Luis Gustavo Ferrão Avancini

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, junho de 2008.



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

**PROJETO DE MÁQUINA PARA FABRICAR CORPOS DE PROVA ATRAVÉS DE  
SOLDA POR FRICÇÃO**

por

**Luis Gustavo Ferrão Avancini**

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. Gilberto Dias da Cunha  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Flávio José Lorini

Prof. Dr. Gilberto Dias da Cunha

Porto Alegre, 30 de junho de 2008.

## - DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho aos meus pais, Genésio e Gladis, aos meus irmãos Eduardo e Augusto e a minha namorada Luisa, se não fosse pelo apoio e pela paciência deles eu nunca teria chegado até aqui.

## - AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF), em especial ao Professor Telmo Roberto Strohaecker e ao Engenheiro Fabiano Mattei, pelas grandes oportunidades de conhecimento e contato com tecnologias de ponta que me foram proporcionadas ao longo desses últimos quatro anos.

Agradeço aos que no início dessa caminhada eram apenas colegas, mas que ao longo desses cinco anos e meio transformaram-se em verdadeiros amigos, e, por exemplo, conseguiram tornar atividades aparentemente chatas, como madrugadas de estudo, em momentos produtivos e engraçados.

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

AVANCINI, L. G. **PROJETO DE MÁQUINA PARA FABRICAR CORPOS DE PROVA ATRAVÉS DE SOLDA POR FRICÇÃO**. 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 modificação de uma máquina de ensaios mecânicos tipo tração compressão e fadiga para possibilitar a fabricação de corpos de prova utilizando o processo de *Friction Hydro Pillar Processing* (FHPP) que é um processo de solda por fricção. A adaptação utiliza a capacidade de carga axial do atuador hidráulico da máquina de ensaios mecânicos para aplicação da carga de recalque necessária no processo de FHPP. Inicialmente é feita uma revisão bibliográfica sobre o processo de soldagem, sobre a máquina de ensaios mecânicos existente e sobre alguns equipamentos semelhantes encontrados na literatura. O dimensionamento é feito através de análises utilizando o método dos elementos finitos. Os resultados obtidos mostraram-se satisfatórios, com coeficientes de segurança aceitáveis. A capacidade da máquina é de 1 MN de carga axial, curso axial de 150 mm, rotação de 2000 RPM e torque máximo de 1060 Nm.

**PALAVRAS-CHAVE:** Soldagem por fricção, Análise por elementos finitos, *Friction Hydro Pillar Processing* (FHPP), Máquina para soldar.

AVANCINI, L. G. **MACHINE PROJECT TO MANUFACTURE WORK PIECES BY FRICTION WELD**. 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**

The main objective of this work is to propose a design change in a mechanical tests machine (compression, traction and fatigue) to manufacture work pieces by Friction Hydro Pillar Processing (FHPP). FHPP is a friction welding technique. The change uses the axial load capacity of the mechanical tests machine hydraulic actuator to implement a compression load necessary at the FHPP technique. First of all is made a literature review about the welding technique, the mechanical tests machine and similar equipments. The structural concept was defined by analysis using the finite elements method. The gotten results are satisfactory, with acceptable factors of safety. The capacity of machine is 1 MN of axial load, 150 mm of axial displacement, 2000 RPM of axis rotation and 1060 Nm of maximal torque.

**KEYWORDS:** Friction welding, Finite elements analysis, Friction Hydro Pillar Processing (FHPP), Welding machine.

## - ÍNDICE

	Pág.
1	1
2	2
2.1	2
2.2	3
2.3	4
2.3.1	4
2.3.2	4
2.3.3	5
3	5
3.1	6
3.2	7
3.2.1	7
3.2.2	8
3.2.3	9
3.2.4	11
3.2.5	12
3.2.6	13
3.2.7	14
Conclusões	15
Referências bibliográficas	15

## 1. INTRODUÇÃO

A caracterização de novos processos de soldagem é assunto de diversas pesquisas hoje em dia, principalmente de processos não-convencionais como os de solda por fricção. Uma das vantagens desses processos é a obtenção de uma junta de soldagem mais uniforme, possuindo menores diferenças mecânicas e metalúrgicas com relação ao metal-base. Essa junta mais uniforme é obtida porque nos processos de solda por fricção não ocorre fundição na junta, pois a união é obtida devido a uma plastificação local do material, dessa forma os gradientes de temperatura são menores e a qualidade da junta é melhor quando comparada com processos convencionais que utilizam arco elétrico.

Uma maneira de caracterizar processos de soldagem é fabricando corpos de prova, e posteriormente realizar ensaios mecânicos nesses corpos de prova a fim de avaliar o desempenho de cada um conforme foram modificados os parâmetros de soldagem. O Laboratório de Metalurgia Física da UFRGS (LAMEF) possui uma máquina de ensaios mecânicos, tipo tração, compressão e fadiga (figuras 1.1 e 1.2), que será utilizada no projeto da máquina de fabricar corpos de prova de solda por fricção.

O processo de solda em questão é o *Friction Hydro Pillar Processing* (FHPP) ou, segundo Jardim et alli em 2007, Processamento de Pinos por Atrito. O objetivo deste trabalho é o projeto da máquina para fabricar corpos de prova.

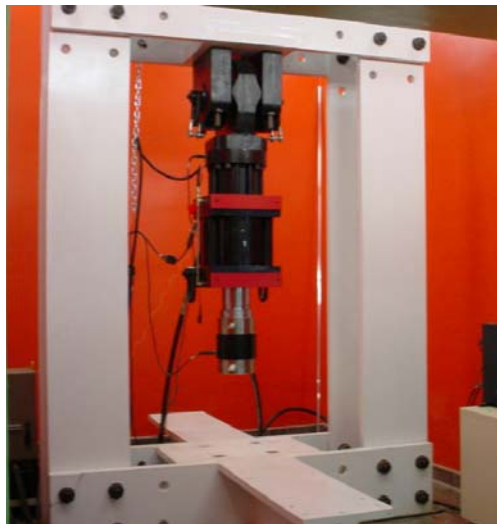


Figura 1.1 - Máquina de ensaios

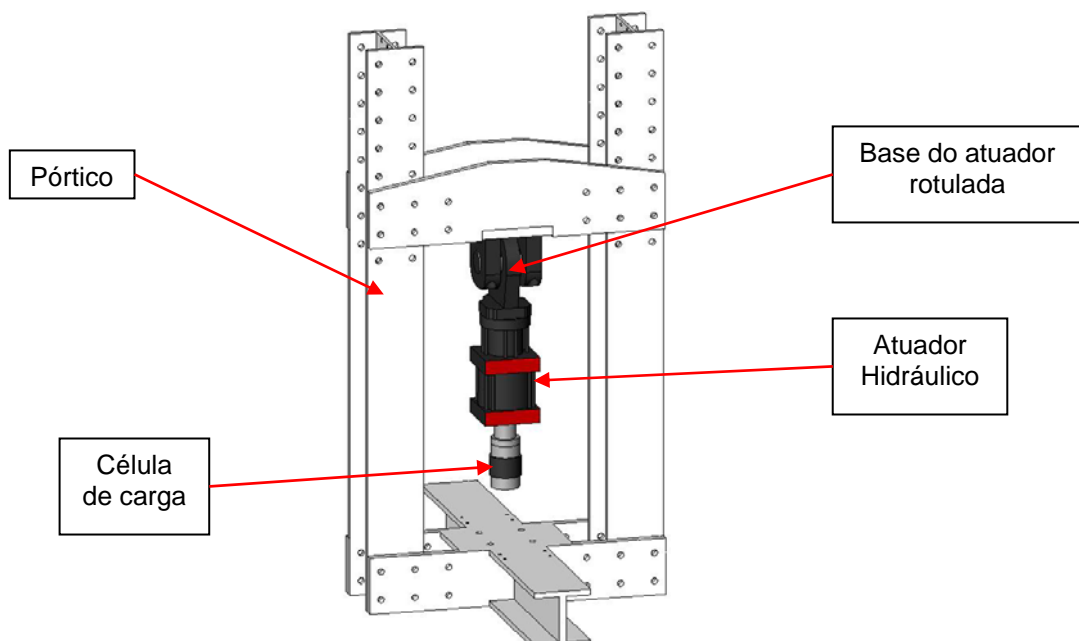


Figura 1.2 – Desenho da máquina



## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 FRICTION HIDRO PILLAR PROCESSING

*Friction Hydro Pillar Processing* (FHPP) é uma técnica relativamente nova de solda por fricção utilizada para juntar ou reparar chapas de materiais ferrosos e não ferrosos. O processo consiste em fazer um furo cilíndrico ou cônico na superfície a ser juntada ou reparada. Após a execução do furo, ele é preenchido por um pino, também cilíndrico ou cônico (ver figura 2.1). No processo de FHPP o pino é o elemento consumível e pode ser comparado com o eletrodo dos processos convencionais de soldagem. Consumíveis e cavidades cônicas são usadas em estruturas de paredes finas, uma vez que as forças envolvidas são melhor distribuídas, enquanto consumíveis e cavidades cilíndricas envolvem forças atuantes maiores (Pinheiro et all, 2005).

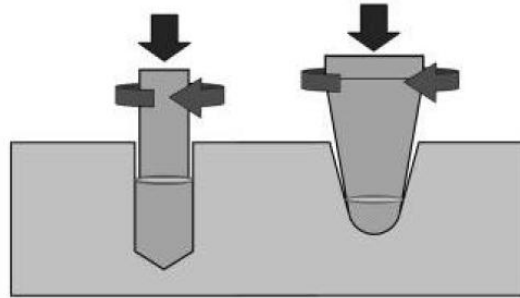


Figura 2.1 – Variações no processo: Cilíndrico e Cônico.

Nesse processo o pino é submetido a elevadas cargas axiais mediante elevada rotação, o que provoca, devido ao aquecimento por atrito, um aumento da temperatura do pino e da superfície do furo. Com o aumento da temperatura ocorre uma diminuição no limite de escoamento do pino, facilitando-se assim, o fluxo plástico do mesmo. Garante-se dessa forma que ocorra não só o preenchimento, mas também uma ligação metalúrgica entre as superfícies do furo e do pino ao término do movimento relativo conforme a figura 2.2 (Jardim et all, 2007).

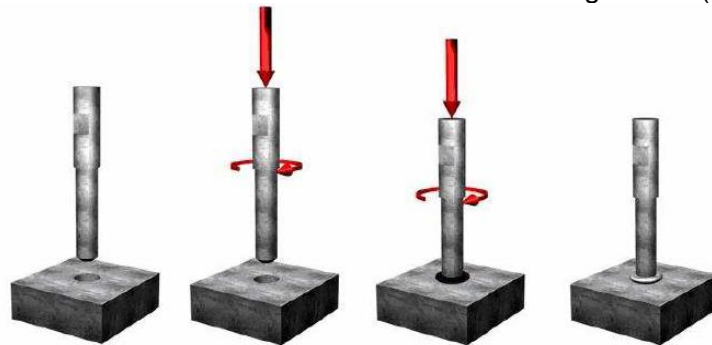


Figura 2.2 – Seqüência esquemática do processo de FHPP (Ambroziak e Gul 2007).

No caso de utilização do FHPP como reparo, primeiramente o defeito deve ser detectado por alguma técnica de ensaio não destrutivo, por exemplo. Os defeitos com maior potencial de reparo são trincas e falhas no material (Delani et all, 2005). O aspecto da junta é o mostrado nas figuras 2.1 e 2.2, com um furo preenchido com o pino consumível no local onde foi detectado o defeito. Após a ligação do pino com a peça, o restante do seu material deve ser cortado e com algum trabalho de acabamento na superfície o reparo pode ficar imperceptível sob vista desarmada.

A utilização da técnica de FHPP para costura por fricção ou união de chapas, pode se dar por furos paralelos ou intercalados. Thomas e Nicholas, 1997, sugerem uma aplicação dos furos paralelos na união de duas chapas conforme a figura 2.3.

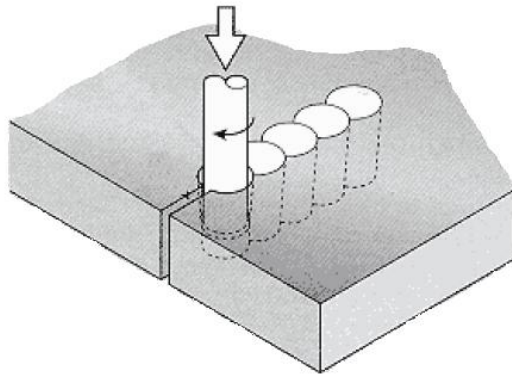


Figura 2.3 – Representação de uma união de chapas por FHPP.

Meyer et alli, 2000, sugere outras formas de costura por fricção, algumas utilizando processos de fusão convencional junto com FHPP e o uso da técnica não só em chapas, mas também na construção de perfis. Na figura 2.4 podem ser vistos exemplos de algumas construções e o esquema dos furos paralelos e intercalados.

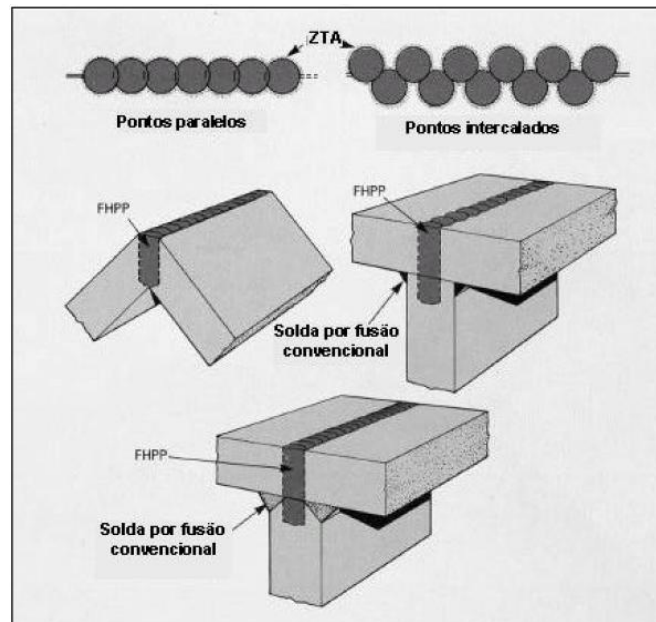


Figura 2.4 – Costuras por FHPP.

## 2.2 MÁQUINA DE ENSAIOS EXISTENTE

A máquina de ensaios a ser modificada é basicamente um pórtico com um atuador hidráulico. O pórtico possui 4 metros de altura por 2,1 metros de largura, todo fabricado em chapas de aço e está servindo como estrutura para montagem das modificações.

O atuador hidráulico, marca MTS, possui curso de 150 mm e capacidades máximas de tração ou compressão de 100 MN (servo controlado). O sistema hidráulico adotado é uma bomba, também da marca MTS, com vazão de 454 litros/minuto e pressão de trabalho de 200 bar. A capacidade de compressão do atuador é utilizada para aplicação da carga axial durante a fabricação dos corpos de prova e o movimento rotacional do pino é obtido através de um motor elétrico, marca WEG, com torque máximo de 1060 Nm e rotação máxima de 2000 RPM. Suas dimensões principais são mostradas na figura 2.5.

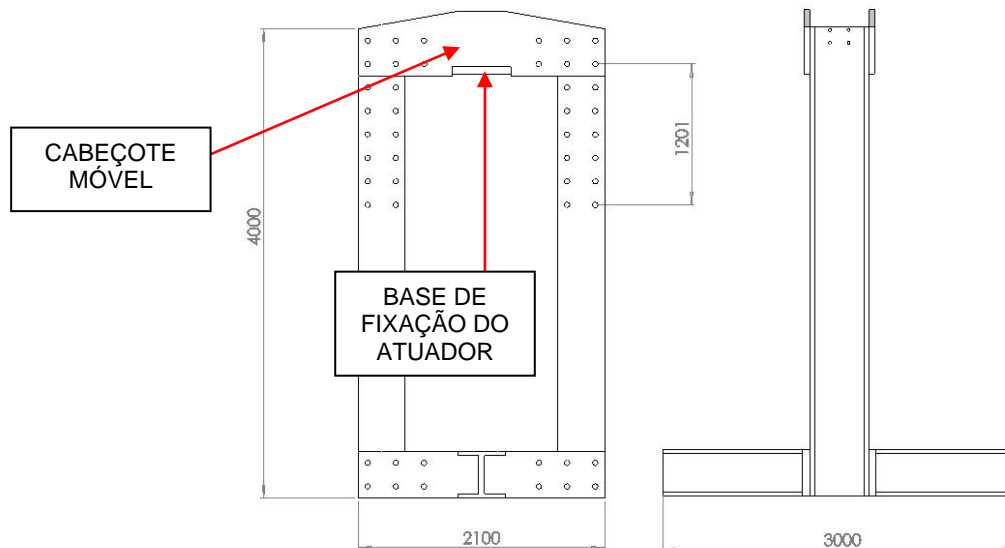


Figura 2.5 – Dimensões principais do pórtico.

### 2.3 OUTROS EQUIPAMENTOS EXISTENTES

Pouquíssimos equipamentos com capacidade de fabricar corpos de prova por FHPP foram encontrados na literatura, e as informações a seu respeito eram escassas, na maioria das vezes apenas uma figura era disponibilizada. A seguir têm-se a descrição dos equipamentos encontrados, embora a capacidade de carga da maioria não seja igual a da máquina do presente trabalho.

#### 2.3.1 UNIDADE DE PROCESSAMENTOS DE PINOS POR ATRITO

A figura 2.6 mostra o equipamento denominado Unidade de Processamento de Pinos por Atrito (UPPA) desenvolvido na Universidade Federal de Uberlândia. O equipamento permite aplicação de carga axial de até 50 kN, velocidade de rotação de até 8000 RPM, torque máximo de 57 Nm e deslocamento axial de 45 mm (Jardim et alli, 2007).

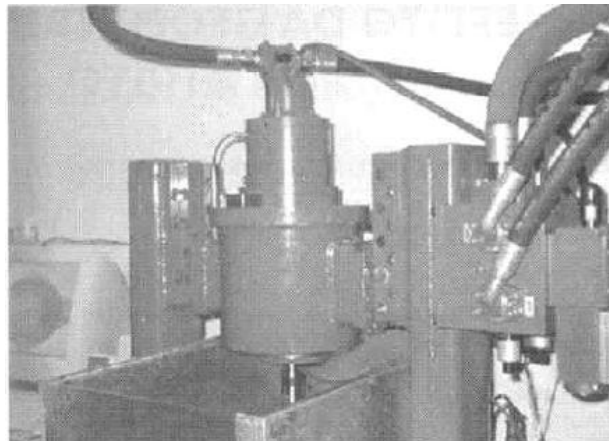


Figura 2.6 – Unidade de Processamento de Pinos por Atrito (UPPA).

#### 2.3.2 MÁQUINA HMS 3000

Na figura 2.7 uma máquina europeia denominada HMS 3000, fabricada por *Circle Technical Services* mostra a fabricação de corpos de prova em duas condições. Uma simulando ambiente marinho e outra atmosfera comum. Não foram encontrados dados relacionados à capacidade de soldagem da máquina, somente ao seu funcionamento e capacidade do seu sistema hidráulico. É uma máquina com potência de 50kW no motor da

bomba hidráulica, vazão de 115 dm<sup>3</sup>/mm e pressão de trabalho de 315 bar. Todos os parâmetros de soldagem são programáveis por computador (velocidade de rotação e carga axial).



Figura 2.7 – HMS 3000 Em condição simulando ambiente marinho e atmosfera (Ambroziak e Gul 2007).

### 2.3.3 MÁQUINA DO LAMEF

O equipamento em desenvolvimento no LAMEF (ver figura 2.8), possui capacidade de carga axial de 50 kN, rotação de 8000 RPM e torque máximo de 50 Nm. É uma máquina com capacidade semelhante à UPPA da Universidade Federal de Uberlândia, com as maiores diferenças no sistema de controle e aquisição de dados, que nessa máquina é todo computadorizado utilizando um *software* de monitoramento e controle dos parâmetros de soldagem (López e Andrade, 2008).



Figura 2.8 – Desenho de projeto e imagem da máquina desenvolvida no LAMEF.

## 3. PROJETO DA MODIFICAÇÃO

Existem duas possibilidades de configuração da máquina de FHPP. Essas configurações dependem basicamente da posição de montagem do motor que pode ser fixa junto à base ou móvel junto ao atuador hidráulico.

### 3.1 CONFIGURAÇÕES POSSÍVEIS

A montagem do motor fixo junto à base do pórtico necessita de um menor número de componentes a serem projetados e fabricados. Como o atuador é rotulado em sua base, será necessário restringir esses graus de liberdade a fim de permitir somente deslocamento axial, para isso serão instaladas chapas de fixação do atuador junto ao pórtico. Um esboço dessa configuração pode ser visto na figura 3.1.

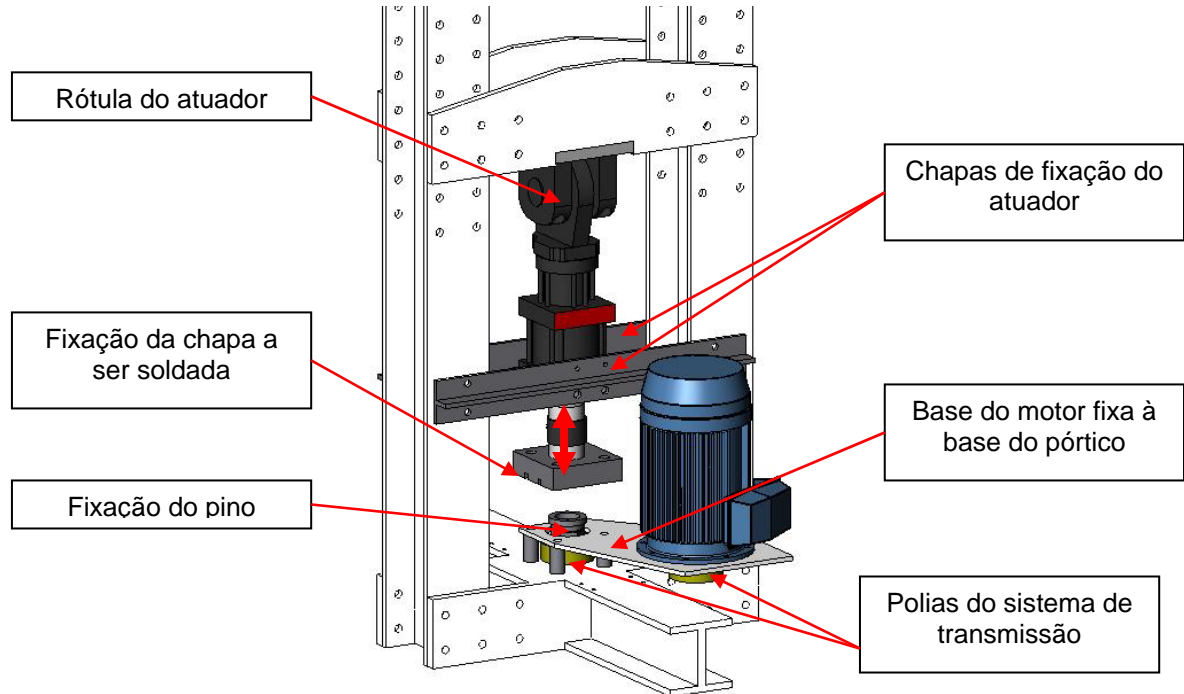


Figura 3.1 – Montagem com o motor fixo.

A outra configuração coloca o motor montado junto à célula de carga acompanhando o movimento do atuador hidráulico. Assim as solicitações mecânicas na adaptação da máquina serão maiores, pois deve ser considerado o peso do motor, de 850 kg segundo o fabricante, no projeto da estrutura. Um esboço dessa configuração pode ser visto na figura 3.2.

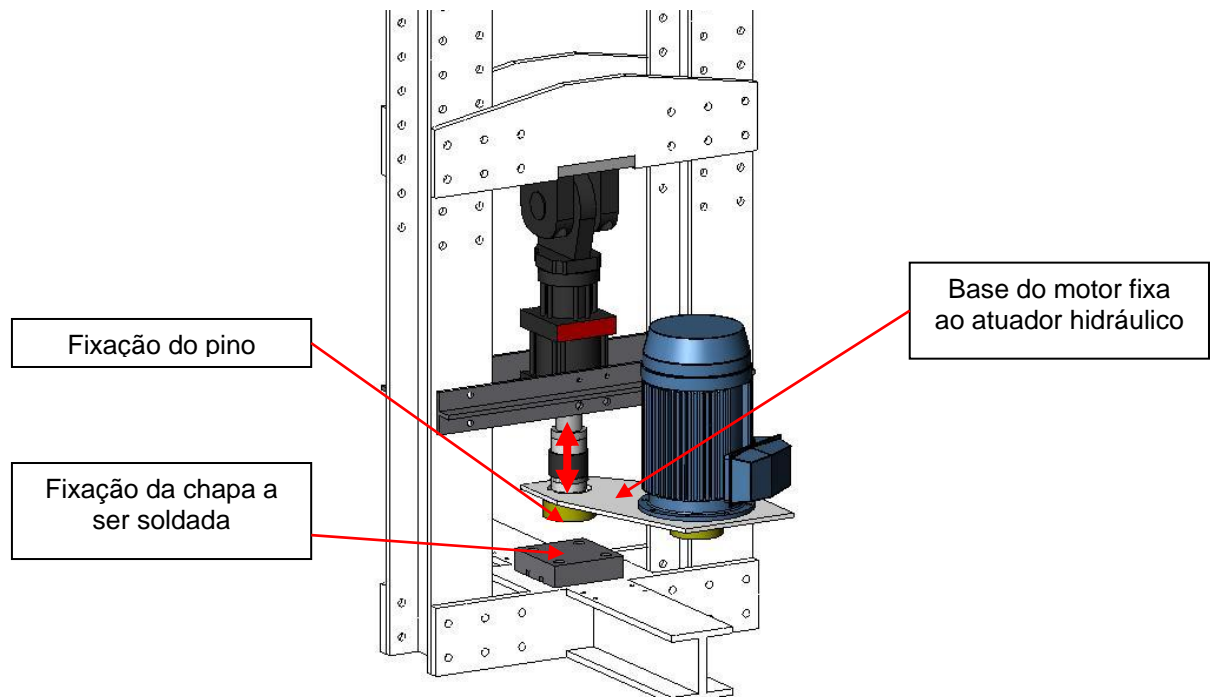


Figura 3.2 – Montagem com o motor móvel.



### 3.2 PROJETO DETALHADO

A posição de soldagem de cada configuração foi o fator determinante para a escolha final. Na configuração mais simples, com o motor fixo, os corpos de prova são fabricados em uma posição de soldagem sobre cabeça, já que a chapa a ser soldada fica sobre o pino. Na outra configuração, a posição de soldagem é plana com o pino sobre a chapa. Embora, a solicitação estrutural devido ao peso do motor ser maior na configuração com o motor móvel, essa foi a configuração escolhida a fim de se conseguir uma posição de soldagem plana.

Para determinar a geometria dos componentes desenvolvidos foram feitas análises utilizando o método dos elementos finitos através do *software Ansys Workbench* versão 10. A geometria final da máquina pode ser vista na figura 3.3.

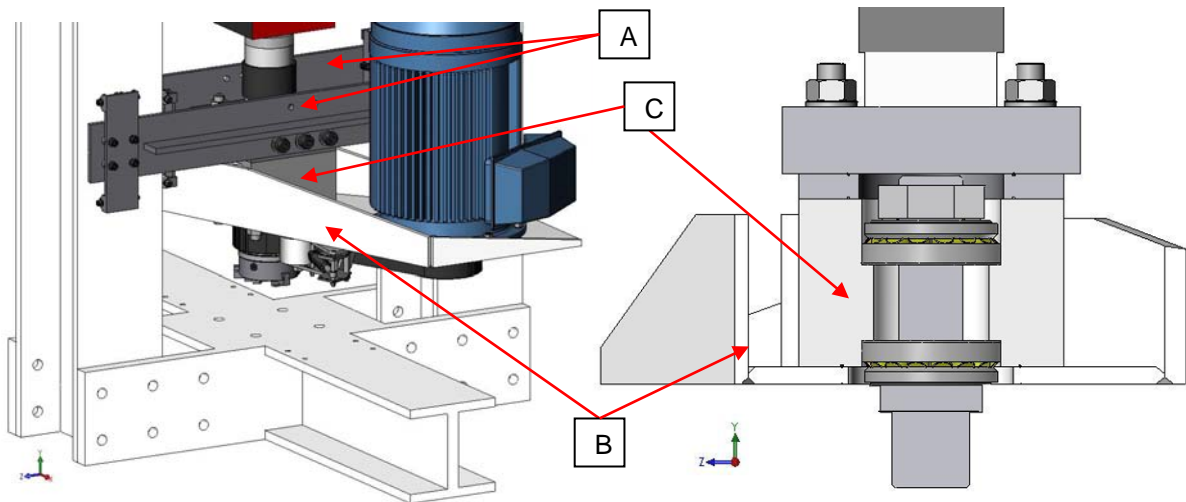


Figura 3.3 – Montagem geral e detalhe em corte do mancal com rolamentos e eixo.

#### 3.2.1 CHAPAS DE FIXAÇÃO DO ATUADOR

As primeiras peças determinadas foram às chapas de fixação, peças A na figura anterior. A função dessas chapas é restringir os graus de liberdade da rótula na base do atuador. Para permitir o rolamento das chapas no pórtico foram criados carros com rodas fabricadas em *nylon*, dessa forma o único movimento possível do conjunto de modificação da máquina é na vertical.

As chapas de fixação são unidas no centro através de três parafusos em cada em uma outra chapa de ligação (ver peça D na figura 3.4), que por sua vez é fixada a célula de carga do atuador.

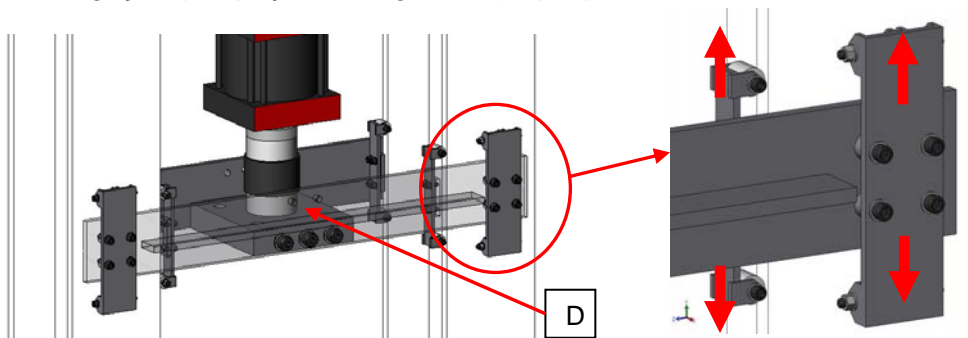


Figura 3.4 – Chapas de fixação e carros de rolamento.

Para a análise estrutural desses componentes foi considerado o peso do motor. Utilizou-se um comando do *Ansys Workbench* de carregamento remoto e uma carga foi aplicada na posição do centro de massa do motor através da chapa central de ligação, dessa forma a

geometria do motor foi removida da análise simplificando o modelo. Para as condições de contorno foi aplicado um *Frictionless Support* na região das chapas de reforço que ficam em contato com as colunas do pórtico, esse vínculo impede deslocamentos na região do eixo X e permite um leve deslocamento nas outras direções. Na figura 3.5 na esquerda pode-se ver o carregamento e os vínculos, e na direita o resultado para as tensões equivalentes de Von Mises obtidas para a geometria final desses componentes. Os maiores níveis de tensões foram obtidos nas regiões concentradoras de tensões, nas soldas dos suportes dos carros internos e nos furos para os parafusos de fixação. Essas regiões estão em destaque no lado direito da figura 3.5, e como ficaram na casa dos 100 MPa, o material selecionado para essas peças foi o aço de construção mecânica SAE 1020.

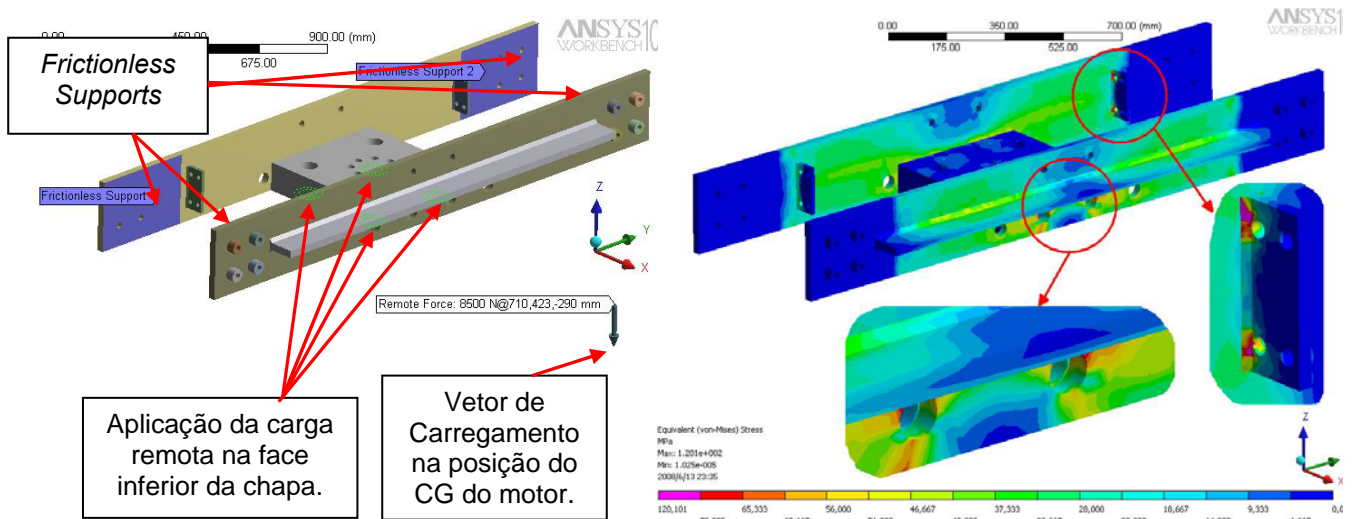


Figura 3.5 – Chapas de fixação.

### 3.2.2 BLOCO MANCAL E BASE DO MOTOR

As próximas peças analisadas foram o bloco mancal (peça C na figura 3.3) e a base do motor (peça B na figura 3.3). O bloco foi determinado a partir dos rolamentos axiais selecionados e uma vista em corte do sistema pode ser observada na figura 3.6. Os rolamentos axiais selecionados são da marca SKF, possuem limite de rotação de 3000 RPM, carga dinâmica de 980 kN e estática de 2500 kN.

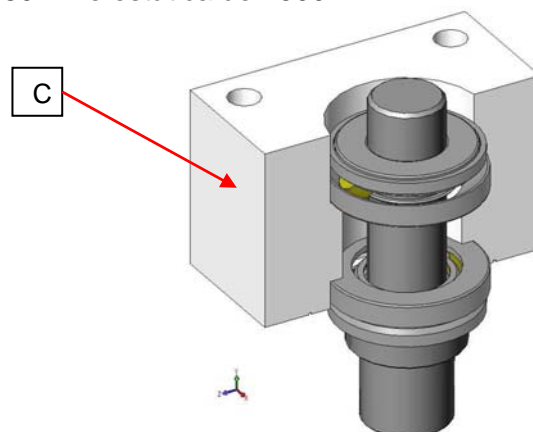


Figura 3.6 – Vista em corte do bloco mancal com os rolamentos axiais e o eixo principal.

O carregamento utilizado nestas simulações novamente foi o peso do motor de 850 kg. Nas primeiras simulações verificou-se um deslocamento vertical excessivo da base de sustentação com o peso do motor. Para reduzir esse deslocamento foram adicionadas chapas

de encosto que ficam em contato com o bloco, e abas laterais, restringindo a movimentação relativa da base.

O carregamento foi aplicado na região de contato entre o motor e a base, e os vínculos foram aplicados no bloco em uma região onde ficariam as arruelas dos parafusos de ligação. Bloco e base foram simulados como dois corpos diferentes, então foi necessária a aplicação de contatos entre as duas peças. Na face inferior do bloco junto à base foi utilizado o contato *Bonded* que simplesmente cola as regiões, e nas faces entre o bloco e as chapas colocadas para restringir deslocamentos o contato adotado foi o *Frictionless* que permite o deslizamento das faces, mas impede que um corpo atravesse o outro. Na figura 3.7 podem ser observados os reforços adicionados, as condições de contorno e os contatos aplicados nas análises.

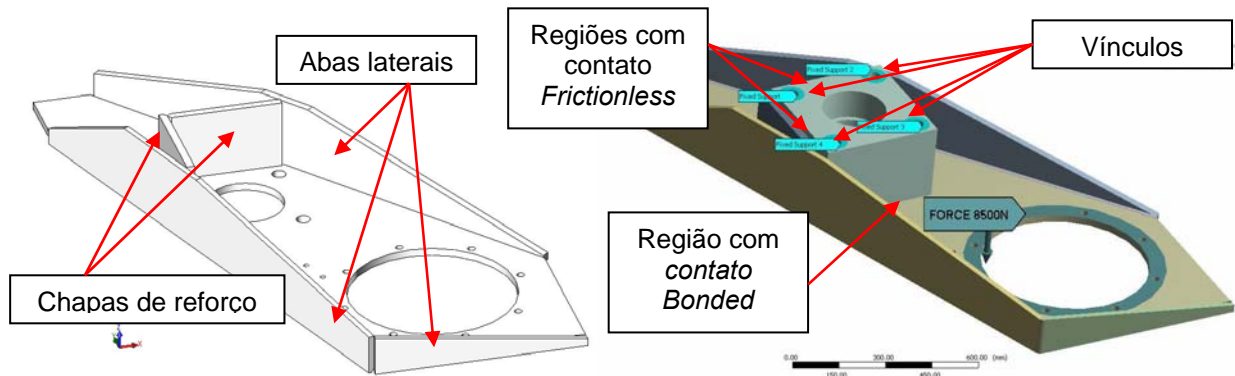


Figura 3.7 – Reforços para reduzir deslocamentos verticais.

Na figura 3.8 (a) estão os resultados finais mostrando tensões equivalentes de Von Mises. Os níveis de tensões obtidos foram baixos e mais uma vez foi selecionado o aço SAE 1020 para construção dessas peças. Outra preocupação no desenvolvimento da base foi à oscilação vertical que o peso do motor poderia provocar na estrutura mesmo com um nível baixo de tensões. Para isso foram adicionadas as abas laterais citadas anteriormente e feitas análises de deslocamento vertical. O resultado final dessas análises pode ser observado na figura 3.8 (b).

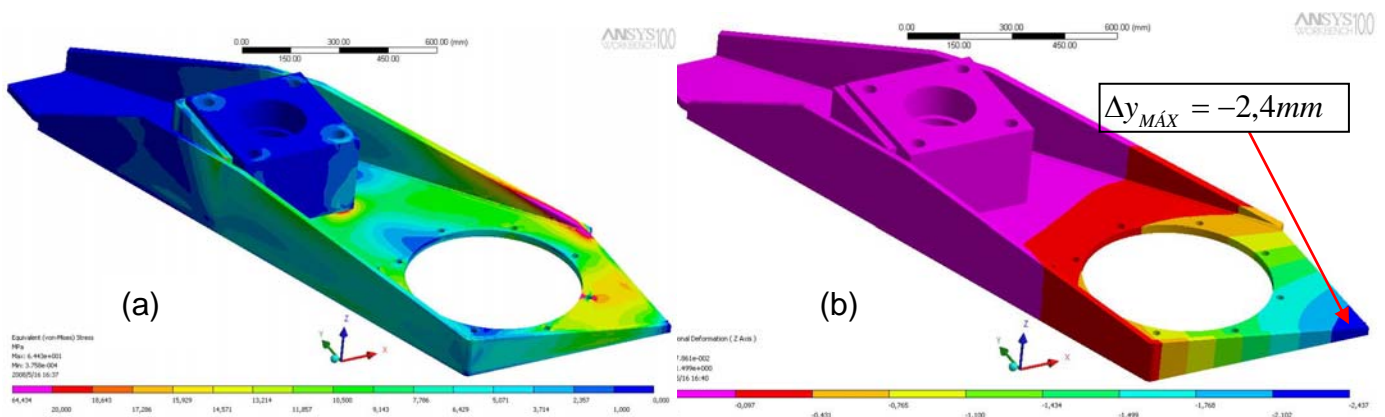


Figura 3.8 – Tensões equivalentes e deslocamento vertical.

### 3.2.3 EIXO PRINCIPAL

O eixo principal foi a peça que passou pelo maior número de análises até a obtenção de uma geometria que suportasse os carregamentos a que ela pode ser submetida. Devido ao espaço limitado para esse componente na máquina foram feitas no total oito análises. Para colocação do pino consumível na máquina foi selecionada uma placa universal de torno com três castanhas.



Para reduzir o comprimento desse conjunto todo, o próprio flange desenvolvido para segurar a placa na máquina servirá como batente para aplicação da carga de recalque no pino consumível durante o processo de soldagem. A figura 3.10 ilustra uma visão geral do conjunto do eixo montado.

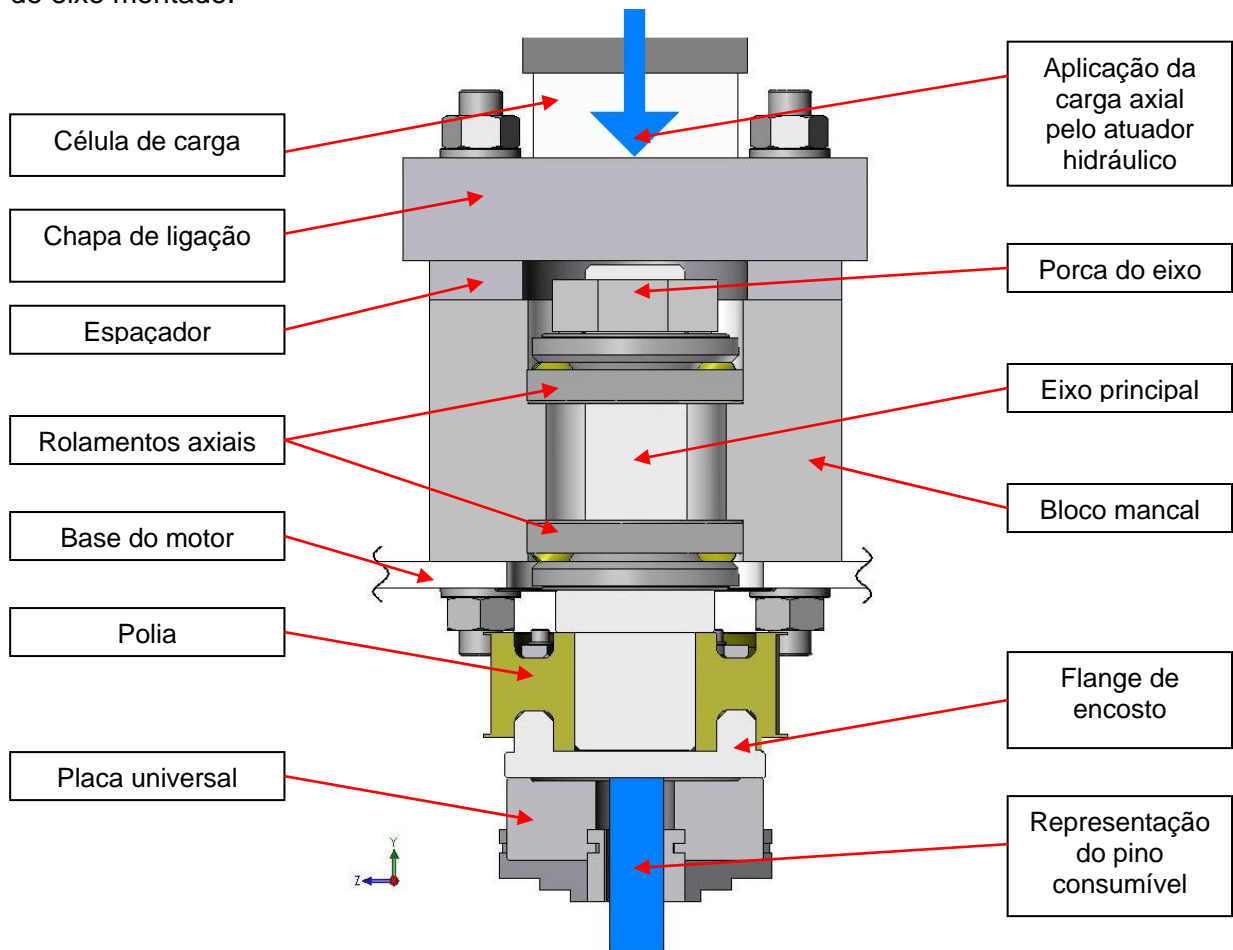


Figura 3.10 – Conjunto geral do eixo.

Nas simulações do eixo, os carregamentos adotados foram a carga máxima de recalque do atuador hidráulico igual a 1 MN, combinado com o torque máximo que o motor elétrico pode fornecer igual a 1060 Nm. Os carregamentos e vínculos adotados estão representados na geometria final do eixo na figura 3.11.

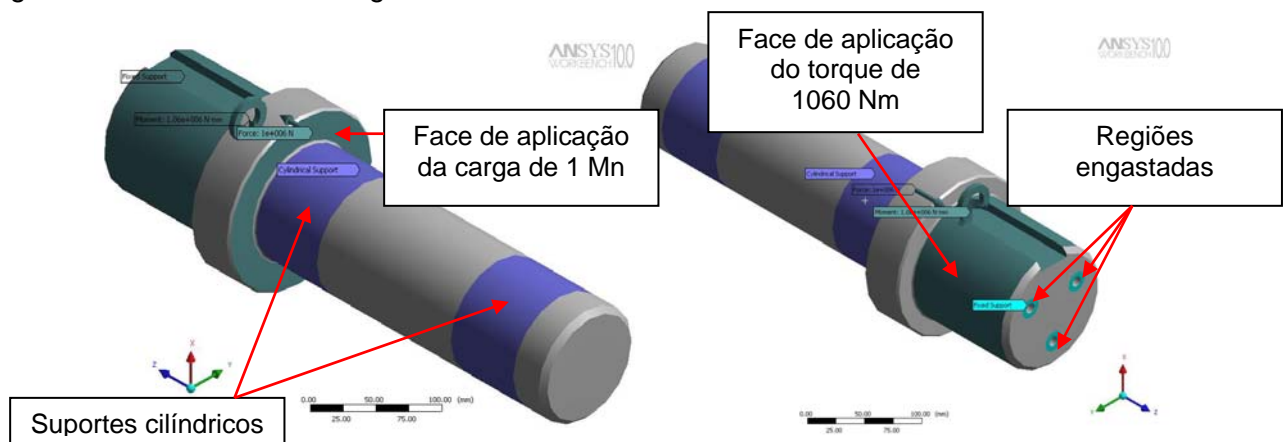


Figura 3.11 – Condições de contorno adotadas nas simulações do eixo.

Os suportes adotados foram o *Fixed Support* e o *Cylindrical Support*. O primeiro funciona como um engaste, restringindo todos os graus de liberdade e foi aplicado na face inferior do eixo que fica em contato com o flange de encosto. O segundo restringe todos os

graus de liberdade menos o giro em torno do eixo Z, e foi aplicado em duas regiões correspondentes a interface de contato do eixo com os rolamentos axiais. Na figura 3.12 estão plotados os resultados encontrados para as tensões equivalentes de Von Mises da última análise feita no eixo, junto com um aumento da região de maior carregamento.

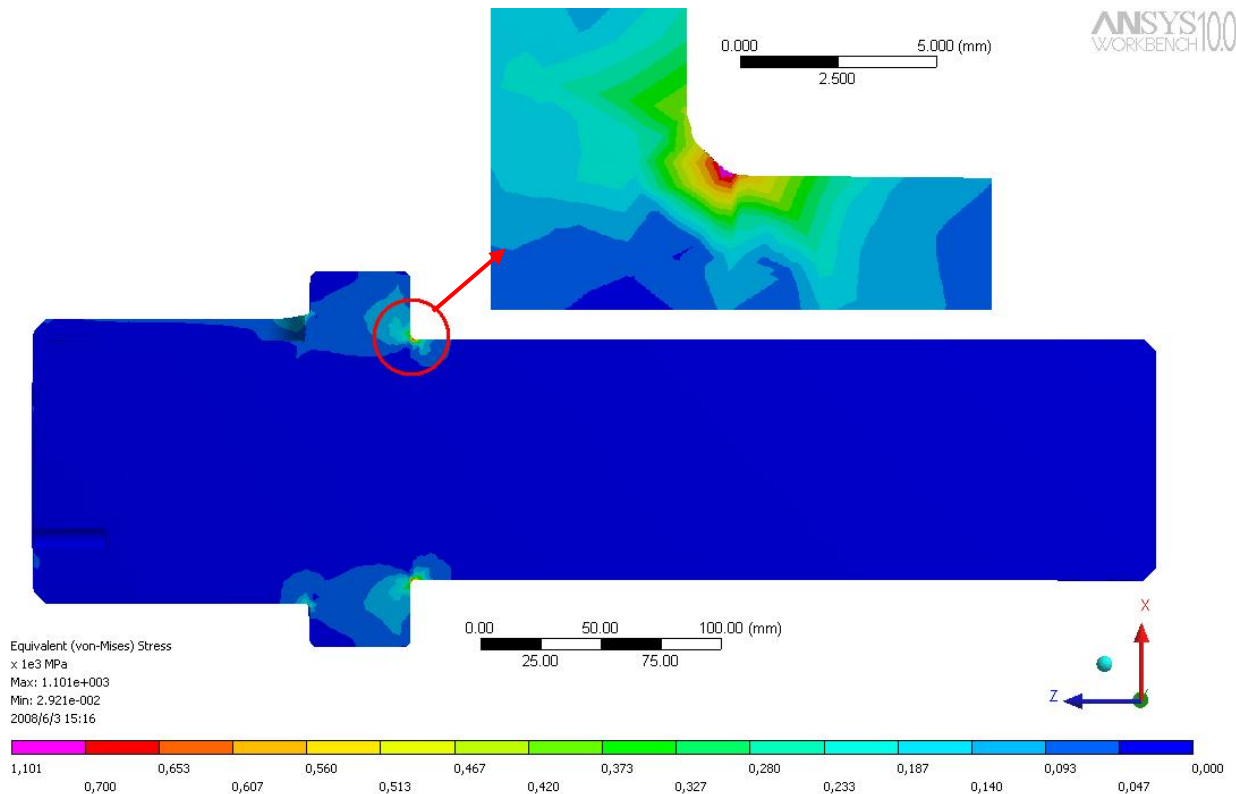


Figura 3.12 – Tensões equivalentes obtidas no eixo.

Como os níveis de tensões encontrados na região aumentada na figura 3.12 estão na casa dos 300 MPa, o material selecionado para o eixo foi o aço SAE 4340 com limite de escoamento mínimo garantido pelo fabricante de 700 MPa para bitolas do tamanho do eixo. Com isso, o coeficiente de segurança nessa região é igual a 2,3 o que é bastante razoável já que esse carregamento com o torque e carga axial máximos dificilmente será atingido e transferido para o eixo sem que o pino consumível falhe antes.

### 3.2.4 FLANGE DE ENCOSTO

Na face inferior do eixo foi colocado um flange para fixação da placa universal. Além de servir como suporte para placa, o flange tem a função de batente para o pino, ou seja, será o componente da máquina que em contato com o pino consumível transmitirá a carga de recalque. O flange é fixado ao eixo por três parafusos e a uma das polias através de seis parafusos. A placa é fixada ao flange por seis parafusos. O dimensionamento do flange foi feito pelo método dos elementos finitos seguindo a mesma metodologia que os demais componentes descritos até agora.

Nas simulações foram aplicadas a carga máxima de recalque igual a 1 MN e o torque máximo de 1060 Nm. A carga e o torque foram aplicados na face superior do flange que fica em contato com uma das polias. O engaste foi aplicado na região do flange que fica em contato direto com o pino consumível. Na região de contato entre a placa e o flange foi aplicada uma restrição de giro ao longo do eixo Z. Na figura 3.13 pode ser observada a geometria final do flange com a representação dos carregamentos e vínculos aplicados nas análises.

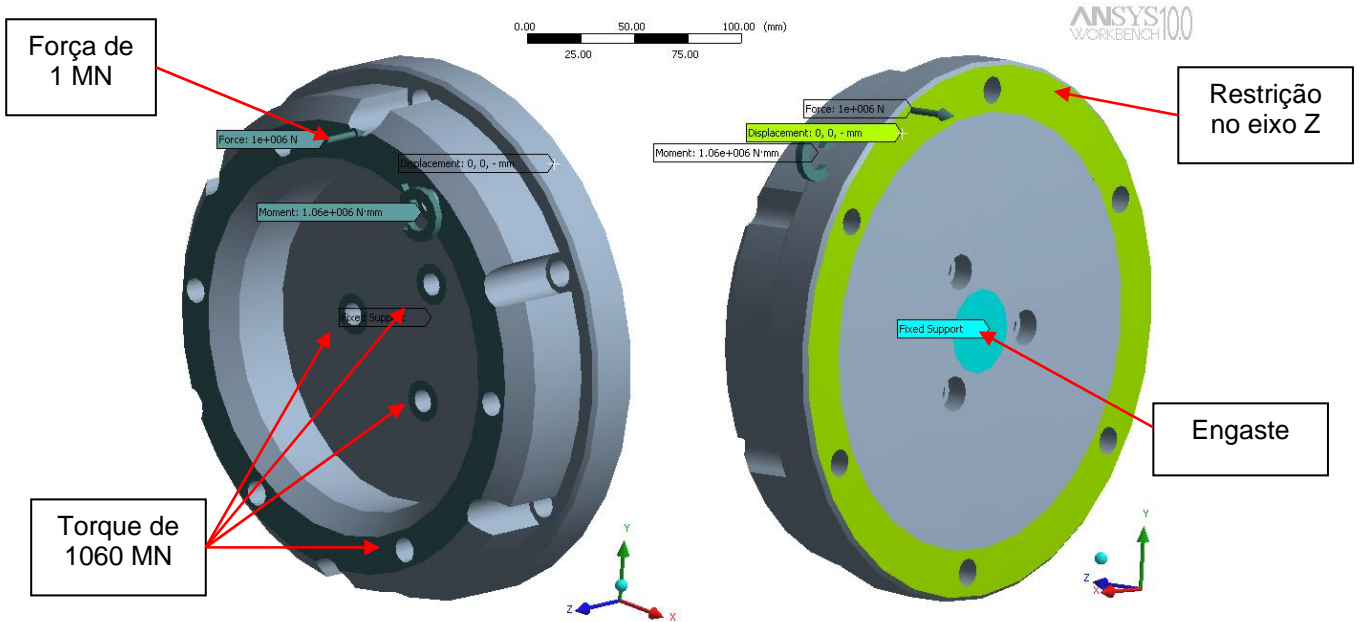


Figura 3.13 – Condições de contorno adotadas nas simulações do flange de encosto.

Na figura 3.14 estão plotadas as tensões equivalentes da simulação do flange com um aumento da região dos parafusos. Devido as grandes solicitações mecânicas dessa peça e aos elevados níveis de tensões obtidos, o material selecionado para sua confecção foi o mesmo do eixo, o aço SAE 4340.

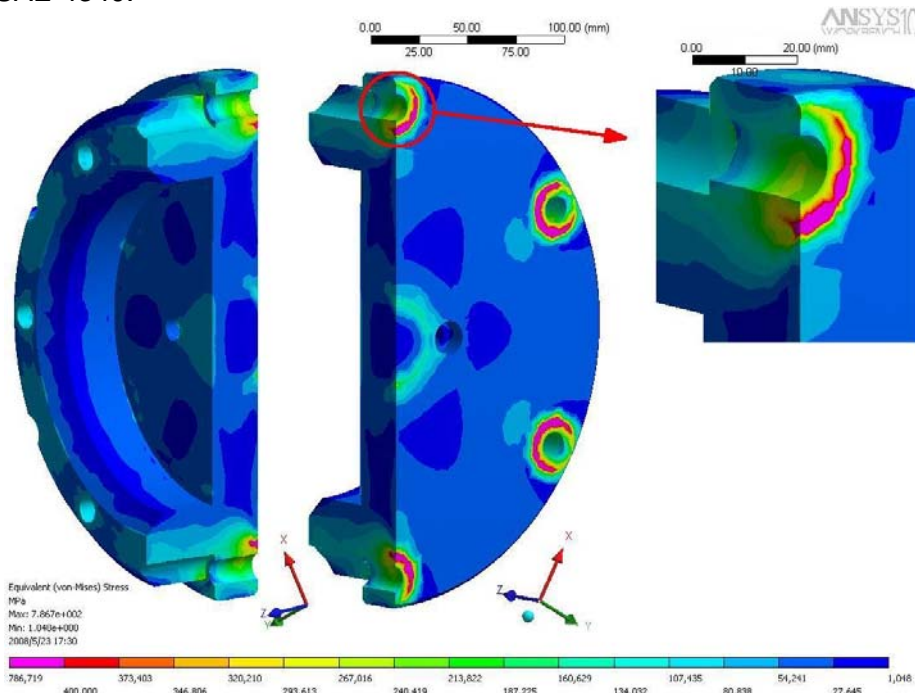


Figura 3.14 – Tensões equivalentes obtidas no flange.

### 3.2.5 SISTEMA DE LUBRIFICAÇÃO

Durante os primeiros testes da máquina desenvolvida no LAMEF, descrita anteriormente e mostrada no item 2.3.3, foi utilizado graxa como lubrificante dos rolamentos axiais, seguindo uma das orientações do fabricante que recomendava graxa ou óleo. Foi verificado um aquecimento excessivo dos rolamentos e da região do mancal, bem como um grande aumento do volume da graxa, devido ao aquecimento, ocasionando um vazamento do lubrificante através da graxeira.

A solução adotada foi substituir a graxa pelo óleo recomendado pelo fabricante dos rolamentos. No caso da máquina do presente trabalho optou-se diretamente por um sistema de lubrificação com óleo. O sistema é composto por um reservatório externo de óleo, o-rings de vedação entre as chapas e o bloco mancal e a colocação de um retentor para evitar que o óleo escorra através do eixo principal. Na figura 3.15 pode ser observado o sistema de lubrificação em corte, com o óleo representado na cor laranja, e também a indicação do fabricante a respeito do comportamento do rolamento realizando a circulação do óleo no sistema.

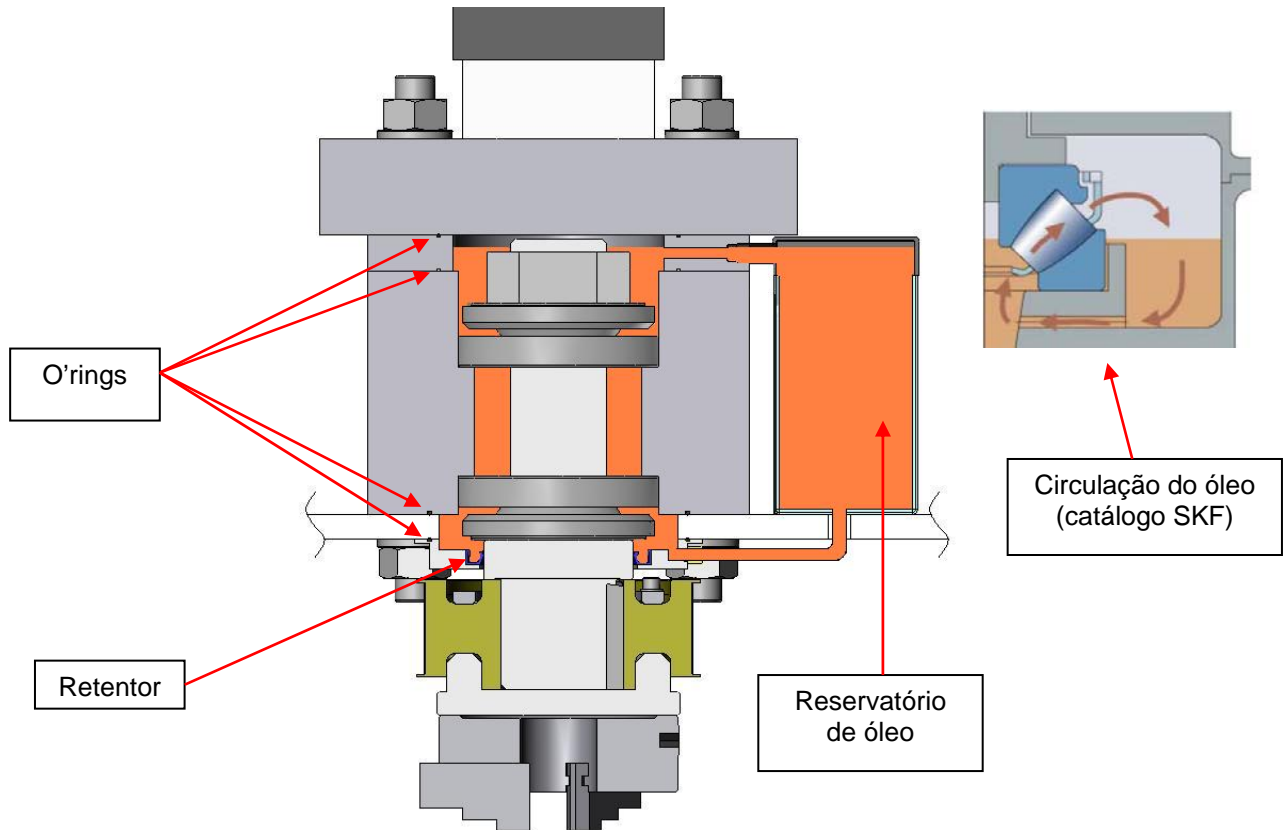


Figura 3.15 – Sistema de lubrificação.

### 3.2.6 FIXAÇÃO DOS CORPOS DE PROVA

O sistema de fixação dos corpos de prova é constituído de poucos componentes. Foi desenvolvida uma base para cada espessura de peça a ser soldada. O corpo de prova (CP) é colocado no centro dessa chapa, que possui batentes soldados para impedir a sua rotação e na parte superior duas presilhas garantem a fixação junto à máquina. O conjunto todo é parafusado através de quatro fusos que unem a base de fixação com a base do pórtico. Na figura 3.16 pode ser observada a base criada para os corpos de prova com uma polegada de espessura. O corpo de prova está representado na cor marrom e com o pino já soldado.

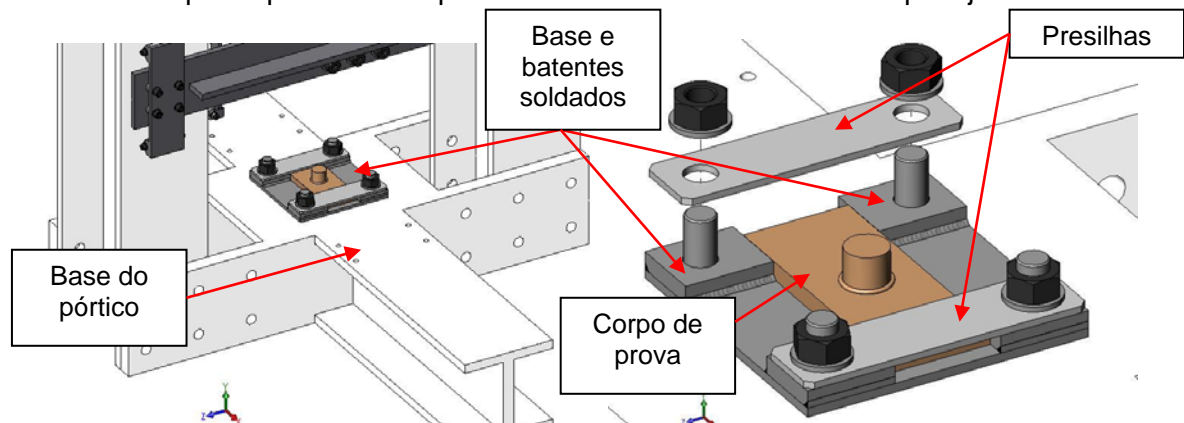


Figura 3.16 – Sistema de fixação do CP's.

A análise da base foi feita da seguinte forma. Aplicou-se a carga máxima axial de 1 MN e o torque máximo de 1060 Nm na região do pino como se ele já estivesse soldado ao corpo de prova, ou seja, nessa análise pino e corpo de prova são um único corpo. Foi aplicado o contato *Frictionless*, já citado anteriormente, nas interfaces do CP com a base, batentes e presilhas. Nas demais regiões o contato aplicado foi o tipo *Bonded*. No lado esquerdo da figura 3.17 pode ser visto a geometria final da base com a representação dos carregamentos e condições de contorno aplicadas e no lado direito as tensões equivalentes de Von Mises, com o CP e as presilhas suprimidos para uma melhor visualização da base e dos batentes.

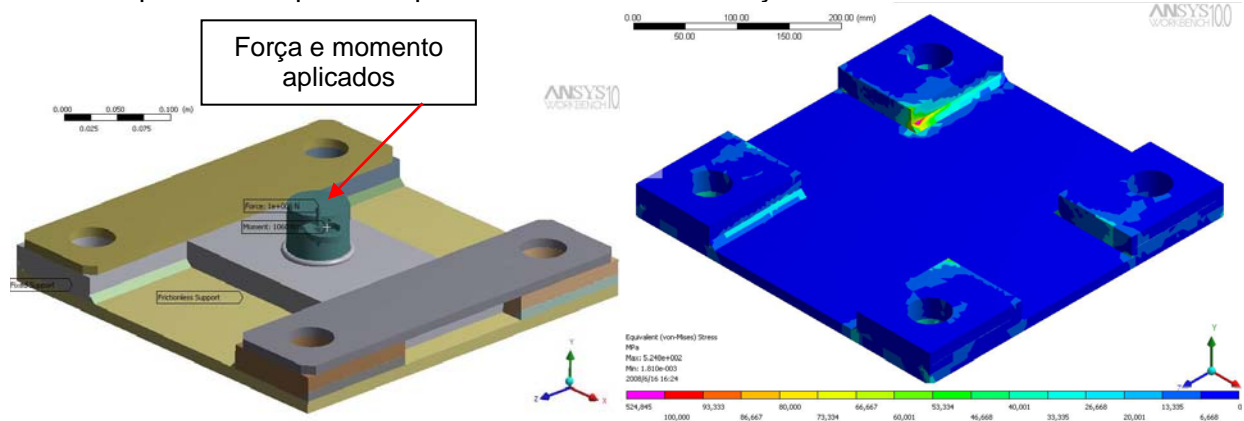


Figura 3.17 – Carregamentos e tensões equivalentes do sistema de fixação do CP's.

### 3.2.7 GRADE DE PROTEÇÃO

Após toda geometria da máquina estar definida foi verificado a necessidades de uma proteção ou carenagem para segurança nas proximidades do equipamento. Como existe uma sala onde o pórtico já estava instalado, resolveu-se manter todos os sistemas lá dentro e para proteção externa foi criado um módulo removível feito com cantoneiras e chapa expandida.

Devido à complexidade geométrica da chapa expandida não foi feita nenhuma análise estrutural por elementos finitos, e o módulo de proteção foi projetado com a chapa expandida mais espessa encontrada no mercado. Foi instalado apenas um módulo de proteção, no lado da porta da sala, pois nas outras direções existem somente paredes e não há equipamentos ou circulação de pessoas. Na figura 3.18 (a) está uma vista superior da máquina instalada, e na figura 3.18 (b) a vista final da máquina com o módulo de proteção acoplado.

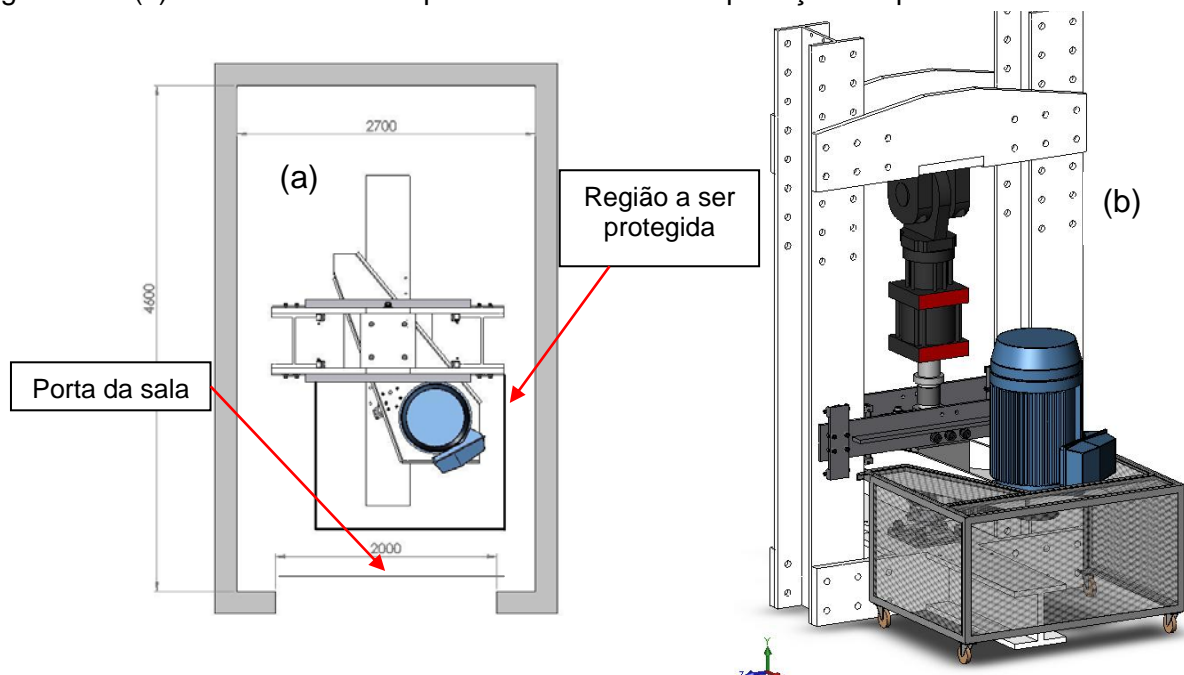


Figura 3.18 – Aspecto final da máquina.



## CONCLUSÕES

A utilização do conjunto da máquina de ensaios com seu pórtico, atuador e sistema hidráulico foram muito válidos do ponto de vista econômico, pois reduziram o número de equipamentos a serem adquiridos para esse projeto.

A utilização de um *software* de elementos finitos no dimensionamento dos componentes em conjunto com um *software* de CAD foi muito importante e conseguiram-se, dessa forma, reduzir dimensões e conseqüentemente os custos com material. Tempo de projeto foi ganho e na maioria dos componentes, devido a sua geometria complexa, não existiam soluções analíticas e as ferramentas de simulação numérica foram às únicas alternativas para projeto.

Os coeficientes de segurança obtidos são aceitáveis mostrando-se adequados sob o ponto de vista de vida em fadiga dos componentes.

As necessidades iniciais de projeto foram atingidas, e a capacidade final da máquina é de 1 MN de capacidade de carga axial, 150 mm de deslocamento vertical, 1060 Nm de torque axial e 2000 RPM de rotação máxima.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Ambroziak A., Gul B.; **"Investigations of underwater FHPP for welding steel overlap joints"** Institute of Production Engineering and Automation, Wrocław University of Technology, Łukasiewicza 5, 50-371, Wrocław 2007

Delany F., William L., Thomas W., Howse D., Abson D., Mulligan S., Bird C.; **"Advanced joining processes for repair in nuclear power plants"** (TWI Ltd, Granta Park, Great Abington, Cambridge, CB1 6AL, UK).

Jardim M.P., Gonçalves A.R., Paes M.T.P., Pires R.R. Franco V.L., Franco S.D.; **"Efeito da Geometria do Pino e do Furo no Reparo por Atrito – Resultados Preliminares"**

López F. S., Andrade L. V.; **"Máquina para Soldadura por Fricción"** 2<sup>do</sup> Encuentro de Jóvenes Investigadores en Ciencia y Tecnología de Materiales – Posadas – Misiones, 16 - 17 Octubre 2008.

Meyer, A.; D. Pauly, A. Roos, G. Pinheiro, J.F. dos Santos, D. Gibson and G.R Blakemore, **"Considerations on Robotic Friction Stitch Welding for the Repair of marine Structures"**, OMAE00-2162, Proceeding of ETCE/OMAE2000 Joint Conference, Energy for the new Millennium, February 2000, New Orleans, LA.

Pinheiro G.A., Bracarense A.Q., Marques P.V., Meyer A., Santos J.F., Blakemore G.R.; **"Costura por Fricção: Fundamentos e Aplicações"**, 2005.

Provenza F.; **"Projetista de Máquinas"**, Editora F. Provenza, 71<sup>a</sup> Edição, 1996.

Thomas W.M., Nicholas E.D.; **"Emerging friction joining technology for stainless steel and aluminium applications, 1997"**