Flávio Siles

**Desenvolvimento de uma garra mecânica para ensaios de fadiga
(Development of a mechanical grip for fatigue testing)**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Jaime Tupiassú Pinho de Castro

Rio de Janeiro
Dezembro de 2016

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer a minha família pelo apoio incondicional que me deram durante toda a minha vida até este momento.

A meus pais por todo carinho dado e pelas palavras motivadoras que sempre me acompanharam ao longo dessa jornada.

Ao professor Jaime Tupiassú Pinho de Castro, pela orientação, pelas inestimáveis sugestões e recomendações apontadas e pela confiança, em mim depositada, para a realização deste trabalho.

Por fim, também gostaria de agradecer a todos os meus amigos que me proporcionaram diversos bons momentos de diversão e alegria, sem os quais, todos esses anos de PUC teriam sido muito mais complicados.

*“Nossa maior fraqueza está em desistir. O caminho
mais certo de vencer é tentar mais uma
vez.”*

— Thomas Edison

RESUMO

Este trabalho de fim de curso detalha todo o processo de criação, desde o desenvolvimento e projeto, até a fabricação e a aplicabilidade de um conjunto de garras de fadiga, as quais serão utilizadas numa máquina de ensaios mecânicos de um dos laboratórios da PUC-Rio. Diferentemente de muitas das garras comerciais, neste projeto não se desenvolveu uma garra hidráulica, mas sim, mecânica. E esse é, talvez, seu principal atributo. Enquanto as garras hidráulicas têm seus mordentes ou mandíbulas apertadas por forças hidráulicas, a garra mecânica desse projeto realiza essa função por meio de parafusos de aperto manual. Esse segundo tipo é relativamente mais simples, barato, dá espaço a menos falhas e não requer equipamentos secundários para seu funcionamento. Uma garra hidráulica está sujeita a vazamentos de óleo e necessita de uma bomba para pressurizá-lo. Ao final deste trabalho, será possível apresentar e comparar curvas de ensaios de fadiga geradas em testes, demonstrando a eficácia da garra desenvolvida.

Palavras-chave: ensaio mecânico, fadiga, garra mecânica, análise de tensões, elementos finitos.

ABSTRACT

This Project details all the process of the creation, from sketch and design to manufacturing and testing, of a pair of grips for fatigue testing, which will be used in a universal testing machine from one of the PUC-Rio's labs. Unlike most of the commercial grips, in this project it wasn't developed a hydraulic grip, but a mechanical one. This is, perhaps, its main attribute. Whereas hydraulic grips have their jaws pressed by a hydraulic force, the grip designed in this project does this job by using bolts. This second type is relatively simpler, cheaper, less likely to experience failures or malfunction and does not require secondary equipment for its operation. A hydraulic grip is subject to oil leaks and needs an oil pump to pressurize it. In the end of this work, it will possible to compare experimental fatigue curves from testings with curves generated by commercial models, so that the developed grip can prove its effectiveness.

Keywords: mechanical testing, fatigue, mechanical grip, stress analysis, finite elements.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	Motivação	9
1.2	Objetivo do trabalho	10
1.3	Divisão do trabalho	10
2	DESENVOLVIMENTO DO CONJUNTO DE GARRAS MECÂNICAS	11
2.1	Cuidados na fabricação	15
2.2	Desenvolvimento em CAD Solidworks	16
2.3	Cálculo de parafusos	21
3	FABRICAÇÃO E USINAGEM DE PEÇAS	27
4	TESTES DE FADIGA COM A GARRA	36
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	37
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	39
7	APÊNDICE	41

Lista de figuras

Figura 1: Garra mecânica para ± 100 kN da marca Instron.....	(11)
Figura 2: Vista frontal da garra desenvolvida.....	(12)
Figura 3: Vista inferior da garra desenvolvida.....	(13)
Figura 4: Vista de corte da garra mostrando a placar de aperto e um dos mordentes.....	(13)
Figura 5: Esquema de forças numa cunha similar à da garra desenvolvida.....	(14)
Figura 6: Esquema de funcionamento do sistema de aperto por parafusos.....	(15)
Figura 7: Recorte iso 100 Mpa num ensaio de compressão estático de 375 kN....	(16)
Figura 8: Recorte iso 100 Mpa num ensaio de tração estático de 375 kN.....	(17)
Figura 9: Deformação em tração ampliada 230 vezes.....	(17)
Figura 10: Recorte de seção iso 300 Mpa em compressão estática.....	(18)
Figura 11: Tensões compressivas atuando na superfície do mordente em contato com a cunha.....	(18)
Figura 12: Tensões atuando na parte frontal do mordente, em contato com o corpo de prova.....	(19)
Figura 13: Malha gerada para o sistema completo.....	(20)
Figura 14: Vista inferior da malha da garra e seus componentes.....	(21)
Figura 15: Esquema de forças atuando em cada mordente.....	(23)
Figura 16: Detalhe da vista de corte da placa superior.....	(26)
Figura 17: Barras redondas de aço 4340 para os cabeçotes inferiores.....	(28)
Figura 18: Desbaste do cabeçote inferior em torno convencional.....	(29)

Figura 19: Peça semiacabada, pronta para receber os 8 furos roscados superiores.....	(29)
Figura 20: Blocos de aço D6 para os mordentes ao centro e uma das barras de aço 4340 para o estojo.....	(30)
Figura 21: Processo de eletroerosão a fio na fabricação dos mordentes.....	(30)
Figura 22: Cabeçote superior, vista superior.....	(31)
Figura 23: Cabeçote superior, vista inferior.....	(31)
Figura 24: Peças em estágio intermediário de fabricação.....	(32)
Figura 25: Simulação da usinagem da placa de aperto em CAM.....	(32)
Figura 26: Cabeçote inferior após fresagem de desbaste das faces da cunha...	(33)
Figura 27: Diagrama TTT do aço 4340.....	(34)
Figura 28: Dureza vs. temperatura de revenimento para aço 4340.....	(34)
Figura 29: Diagrama TTT do aço D6.....	(35)
Figura 30: Dureza vs. temperatura de revenimento para aço D6.....	(35)

1 INTRODUÇÃO

Conhecer as características de um material é, sem dúvida, um dos pontos-chaves de praticamente qualquer projeto de engenharia. A fim de se medir tais características, há um campo da engenharia que se dedica especialmente a realização de variados experimentos ou ensaios, definidos em normas técnicas, que permitem determinar os valores de suas propriedades.

De fato, diversas áreas da engenharia se baseiam em ensaios que testam características de corpos de prova. Tais ensaios têm por finalidade coletar dados de um certo material, e assim permitir a produção de curvas, teorias e equações que descrevam o comportamento de suas propriedades. Entre os muitos tipos ensaios mecânicos que podem ser realizados, uns dos mais comuns são os de tração, compressão e fadiga. As principais propriedades podem ser medidas através destes ensaios, como o módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson, limite de escoamento, resistência a tração, limite de fadiga, alongamento, deformação residual, entre outras. Tais ensaios consistem basicamente de ações de tração e/ou compressão de corpos de prova, mas para a sua correta realização, é necessário um mecanismo capaz de fixá-los adequadamente, sem que haja desalinhamentos, deslizamentos ou não uniformidade de cargas aplicadas. Além disso, este mecanismo, também conhecido como garra, deve ser praticamente indeformável, de modo que todas deformações lidas pelos extensômetros ou strain gauges sejam causados somente por parte do corpo de prova testado.

1.1 Motivação

A ideia inicial que deu origem a este trabalho surgiu há cerca de 8 anos atrás, após a resposta de um orçamento dada por um grande fabricante de equipamentos para ensaios mecânicos. Havia-se um interesse em adquirir uma nova garra de ensaios de fadiga para a máquina de 250 kN, já existente num dos laboratórios da universidade. Devido, principalmente, ao reduzido número de concorrentes neste

ramo do mercado, a cotação do produto foi de certa forma abusiva e “impagável”, um valor suficiente para se comprar um veículo de alto luxo nos dias de hoje.

Assim sendo, percebeu-se que era mais vantajoso projetar e construir uma garra própria. Ainda que esta falhasse inúmeras vezes, seria mais vantajoso do que comprar o modelo comercial. Embora seja um produto caro e que envolva em seu desenvolvimento o conhecimento de diversas áreas da engenharia mecânica, o projeto de construção de uma garra para substituir o modelo comercial não é, de fato, inviável ou complexo demais.

É importante mencionar que o sucesso deste projeto proporciona um aumento no poder de barganha em aquisições futuras de outros produtos. Ao se apresentar um componente, desenvolvido na própria universidade, que funciona relativamente bem, com um custo inferior, e que é capaz de repor um produto comercial, a universidade estaria expondo sua capacidade de criação de substitutos eficazes, e assim, os fabricantes necessitariam fornecer um preço reduzido a fim de comercializar seus produtos.

1.2 Objetivo do trabalho

A finalidade deste trabalho é a criação de um conjunto de garras mecânicas, capaz de suportar cargas de ± 250 kN, para ser utilizado numa das máquinas de ensaios universais, de um dos laboratórios da universidade. A garra mecânica desenvolvida servirá como uma solução para a necessidade de aquisição de um dispendioso modelo comercial.

1.3 Divisão do trabalho

Esta obra está dividida em três partes que contemplam os estágios do projeto de criação de uma garra mecânica. Primeiramente, discorre-se acerca dos tópicos importantes relativos ao desenvolvimento da garra, como os cálculos estruturais,

desenhos em CAD, simulações de elementos finitos, funcionalidades do desenho e das peças envolvidas e métodos de funcionamento. Em seguida, apresenta-se toda a parte de construção do modelo desenvolvido, como o processo de fabricação, usinagem e tratamento térmico de suas partes. Por último, a título de se mostrar a eficácia do projeto, discorre-se acerca dos futuros ensaios de fadiga que serão realizados a fim de atestar o bom funcionamento do item elaborado.

2 DESENVOLVIMENTO DO CONJUNTO DE GARRAS MECÂNICAS

Figura 1: Garra mecânica para ± 100 kN da marca Instron.

A parte inicial do projeto, se resumiu em conceber para a garra uma configuração que proporcionasse ao mesmo tempo simplicidade e boa

funcionalidade. Um desenho bastante complexo resultaria em uma maior dificuldade de fabricação e alto custo, além de funcionamento e disposição de peças menos intuitivo. Pensando nisso, o esboço inicial foi baseado em um modelo comercial da marca Instron, o qual foi modificado inúmeras vezes até que fosse alcançada uma configuração que bem atendesse essa proposta. Um dos objetivos foi a redução de tamanho e peso relativos a outros exemplares comerciais presentes nos laboratórios da universidade. Algumas das garras neles existentes são demasiada e desnecessariamente grandes e pesadas, o que torna as operações e manutenção pouco práticas.

Tendo em vista a compacticidade, o modelo final concebido possui 220 mm de diâmetro e uma altura de 190 mm. Trata-se de um conjunto de duas garras idênticas, compostas cada uma de um cabeçote superior, um cabeçote inferior, uma placa de aperto, um batoque e 16 parafusos. Através do cabeçote superior, as garras se fixarão na máquina de ensaios por meio de um estojo roscado M16. O batoque servirá para aumentar a rigidez do cabeçote inferior e garantir o alinhamento dos mordentes.

Figura 2: Vista frontal da garra desenvolvida.

Figura 3: Vista inferior. Pode-se ver a parte inferior dos mordentes e a posição dos parafusos de aperto.

Figura 4: Vista de corte da garra mostrando a placar de aperto e um dos mordentes.

O princípio de funcionamento da garra talvez tenha sido a parte mais desafiadora de se elaborar. Assim como quase todas disponíveis no mercado, a garra possui duas superfícies inclinadas, como uma cunha, nas quais se deslocam os mordentes. Quanto mais deslocados para baixo, maior é a força lateral de compressão exercida pelas paredes da cunha sobre os mordentes, o que origina a força de aperto que imobiliza o corpo de prova. De fato, num ensaio de tração, esse sistema se “autoalimenta”, uma vez que quanto maior a força de tração, mais os mordentes são puxados para baixo, em direção a extremidade da cunha, gerando assim, um aumento na força compressiva sobre suas superfícies laterais, resultando em uma maior força de aperto no corpo de prova.

Figura 5: Esquema de forças atuando numa cunha similar à da garra desenvolvida.

O problema surge quando a garra passa a exercer uma força compressiva. Esta tenderia a fazer os mordentes abrirem, ao se deslocar para cima, resultando numa perda da capacidade de aperto do corpo de prova. Torna-se necessário, portanto, um mecanismo capaz de garantir que os mordentes sejam constantemente forçados para a extremidade da cunha, de modo a garantir o aperto. Numa garra hidráulica este problema seria solucionado pela força vertical exercida pelo óleo na parte superior dos mordentes, a qual garante que eles estejam sempre bem apertados. No entanto, esse sistema além de ser mais complexo e necessitar um sistema auxiliar de pressurização do óleo, pode sofrer vazamentos

devido à má vedação. Diferentemente, na garra mecânica desenvolvida, o sistema que garante que os mordentes se mantenham sempre fechados é feito através de uma espessa placa de aperto. Nesse sistema, a placa de aperto possui 6 furos roscados, através dos quais parafusos locais na parte inferior da garra são apertados, de modo a puxar a placa para baixo, pressionando os mordentes contra as paredes da cunha. Para que o sistema funcione é necessário que em todos os instantes a força de compressão não ultrapasse a força exercida pela placa de aperto.

Figura 6: Esquema de funcionamento do sistema de aperto por uso de parafusos.

2.1 Cuidados na fabricação

A operação funcionará com duas garras idênticas, uma colocada na parte superior, conectada na célula de carga, e outra na parte inferior, conectada no pistão hidráulico, o qual gera forças até ± 250 kN. A fim de se evitar momentos parasita ou forças não uniformes, é necessário não só que ambas as garras estejam bem alinhadas, mas também que a usinagem e montagem das mesmas garanta o bom encaixe das peças. A placa de aperto deve ser bastante rígida e não pode possuir uma grande folga entre a parede interna da garra. Isso garantirá que ambos os

mordentes recebam a mesma força vertical. Não menos importante, os mordentes devem estar alinhados, paralelos e em altura coincidente de modo a não se produzir esforços deletérios.

2.2 Desenvolvimento em CAD Solidworks

O desenho da garra e seus componentes foi todo concebido no CAD Solidworks e a sua resistência e rigidez foram alcançadas com base de simulações em elementos finitos.

Figura 7: Análise de elementos finitos no Solidworks. Representação de um recorte iso 100 Mpa num ensaio de compressão estático de 375 kN (1.5 vezes maior que a força máxima da máquina).

Figura 8: Análise de elementos finitos no Solidworks. Representação de um recorte iso 100 Mpa num ensaio de tração estático de 375 kN (1.5 vezes maior que a força máxima da máquina).

Figura 9: Deformação em tração ampliada 230 vezes.

Figura 10: Recorte de seção iso 300 Mpa em compressão estática.

Figura 11: Tensões compressivas atuando na superfície do mordente em contato com a cunha.

Figura 12: Tensões atuando na parte frontal do mordente, em contato com o corpo de prova.

As figuras de 8 a 12 mostram a distribuição das tensões atuando nos componentes da garra, em operação com uma sobrecarga de 1.5 vezes sua capacidade. Pode-se reparar nas figuras 8 e 9 a pequena região com tensões de Mises de 100 Mpa, o que demonstra que a garra trabalha sob efeito de baixas tensões, de maneira saudável a sua integridade estrutural. A figura 10 reforça essa constatação ao representar as zonas com tensões de 300 Mpa. Somente uma pequena região na parte roscada do cabeçote superior está sujeita a tensões dessa ordem, que ainda assim, podem ser amenizadas por estarem associadas a pontos de singularidade da malha. Dessa maneira, considerando-se que o limite de escoamento do aço 4340 temperado é da ordem de mais de 1000 Mpa, essas tensões não seriam capazes de levar ao escoamento. Além disso, durante sua operação, a garra pode trabalhar com arruelas bipartidas no seu ponto de fixação, as quais geram uma pré-carga compressiva. Assim sendo, a garra não sofreria a ação de toda a carga alternada do ensaio de fadiga, estando, portanto, pouco suscetível a falha por fadiga.

As figuras 11 e 12 mostram que os mordentes pouco são afetados pela tensão compressiva que sofrem. Não se nota nenhuma região que esteja sujeita a tensões capazes de, de fato, incomodar sua saúde estrutural.

A representação da malha e dos esforços no ensaio compressivo são representados nas figuras 13 e 14.

Figura 13: Malha gerada para o sistema completo.

Figura 14: Vista inferior da malha da garra e seus componentes.

Ao final, pôde-se verificar que mesmo nas regiões com cantos vivos e geometrias complicadas, como nos cantos da cunha ou próximo das faces roscadas, as tensões atuantes máximas são relativamente baixas, o que garante que a garra desenvolvida se manterá íntegra não só ao escoamento, mas também, principalmente, a fadiga, sua principal solicitação.

2.3 Cálculo de parafusos

Parafusos são utilizados em diversas partes do sistema de garras. Tanto para fixar os cabeçotes um ao outro, como para realizar a força de aperto dos mordentes na placa de aperto. Os seus dimensionamentos são descritos em seguida.

- Placa de aperto

São utilizados 6 parafusos M16 x 1.5.

A principal consideração para o dimensionamento desse parafuso foi a estimativa da força vertical necessária a ser aplicada nos mordentes. De modo a garantir que o corpo de prova não sofra deslizamento entre os dentes dos mordentes, é necessário que haja uma força de atrito mínima que o impeça de se mover. A superfície do mordente é composta por uma série de dentes (shark's tooth) dispostos em "V" que mordem o corpo de prova. Devido à dificuldade em se encontrar informações a respeito do coeficiente de atrito entre a superfície dos mordentes e o material do corpo de prova (na maioria das vezes aço), fez-se uma estimativa conservadora de um coeficiente de atrito $\mu = 0.8$. De fato, este coeficiente é maior na prática, enquanto o simples contato metal-metal pode gerar μ s de cerca de até 0.6, os mordentes possuem dentes que penetram no corpo de prova, aumentando muito mais sua aderência. Dessa maneira, para a cunha com 75° e um esforço de 250 kN, pode-se determinar o valor necessário para a carga vertical, a fim de manter os mordentes apertados.

Para um F.S. de 1.5, no ensaio de compressão cada mordente recebe uma força vertical para cima equivalente a

$$F = \frac{250kN}{2} \times F.S. = 125kN \times 1.5 = 187.5 kN$$

Necessita-se uma força lateral, portanto, de $\frac{187.5}{0.8} = 234.38 kN$.

Como as paredes da cunha fazem ângulo de 75° a força de reação normal faz um ângulo de 15° . Com isso pode-se achar a força vertical necessária a ser aplicada em cada um dos mordentes, de modo a mantê-los apertados.

Figura 15: Esquema de forças atuando em cada mordente.

$$\tan(15^\circ) = \frac{F_v - 187.5}{234.38} \rightarrow F_v = 250.3 \text{ kN}$$

Devido ao fato de essa força ser realizada em somente metade do número de mordentes, ela, logicamente, deve ser resistida por metade dos parafusos de aperto. Assim, pode-se calcular o torque necessário para apertá-los com 99% de confiabilidade.

$$F_p = \frac{kT}{d}$$

Para parafusos lubrificados, $k = 4$ com 99% de confiabilidade.

$$F_p = \frac{250.3}{3} = \frac{4T}{16} \rightarrow T = 333.7 \text{ Nm}$$

É preciso verificar se este torque causa escoamento. Para uma carga de prova de 174 kN com parafusos M16 x 1.5

$$174 = \frac{k \times 333.7}{16} \rightarrow k = 8.34$$

Como $\bar{k} = 5$ e o coeficiente de variação para roscas lubrificadas $V = 0.15$ tem-se que $k = \bar{k}(1 + Z_r V) \rightarrow Z_r = 7.42$, que representa uma chance praticamente nula dos parafusos escoarem.

Para esse dimensionamento, 8 parafusos M14 também atenderiam a demanda, e com um torque até menor, no entanto, por falta de espaço, na placa aperto, preferiu-se utilizar 6 M16. O tamanho reduzido da garra é um dos principais objetivos desse trabalho.

Para o cálculo de fadiga tem-se:

Diâmetro resistivo

$$d_r = 16 - 0.938 \times 2.0 = 14.124 \text{ mm} \rightarrow A = 156.67 \text{ mm}^2$$

Para cargas alternadas de $\pm 250\text{kN}$ com F.S. de 1.5 existiria uma carga alternada

$$\sigma_a = \frac{250\,000 \times 1.5}{6 \times 156.67} \cong 398.92 \text{ Mpa}$$

$$K_{CM} \cong \frac{0.29 \times \pi \times 200\,000 \times 17}{\ln\left(\frac{2.89 \times 152 + 2.5 \times 17}{0.58 \times 152 + 2.5 \times 17}\right)} = \frac{2.37 \text{ MN}}{\text{mm}}$$

$$K_{parafuso} = \frac{EA}{L} = \frac{200\,000 \times 156.67}{152} = \frac{206.15 \text{ kN}}{\text{mm}}$$

$$\frac{K_{parafuso}}{K_{parafuso} + K_{CM}} = \frac{206.15}{2370 + 206.15} = 0.08$$

Ou seja, o parafuso sofreria somente 8 % da carga alternada, ou seja, 31.91 Mpa.

Por Gerber

$$\frac{\sigma_a}{S_L} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R}\right)^2 = \frac{31.91}{190} + \left(\frac{\left(\frac{83430}{156.67}\right)}{1240}\right)^2 = \frac{1}{FS} \rightarrow FS \cong 2.8$$

- Parafusos que conectam os cabeçotes

São utilizados 8 parafusos M14 x 1.5.

O cálculo é feito de maneira similar ao anterior. Como a máquina funciona com cargas de $\pm 250\text{kN}$, com um fator de segurança de 1.5 cada parafuso deve resistir a $F_p = 250 \times \frac{1.5}{8} \cong 47 \text{ kN}$.

$$F_p = \frac{kT}{14} \rightarrow 47 = \frac{4T}{14} \rightarrow T = 164.5 \text{ Nm}$$

com 99% de confiabilidade.

É necessário verificar se esse torque causa escoamento, sabendo-se que a carga de prova desse parafuso de alta resistência é 130 kN.

$$130 = \frac{k \times 164.5}{14} \rightarrow k = 11.06 \rightarrow Z_r = 13$$

Logo, também são praticamente nulas as chances desse parafuso escoar. Porém, é preciso checar se ele falha por fadiga.

Esse parafuso possui diâmetro resistivo

$$d_r = 14 - 0.938 \times 1.5 = 12.593 \text{ mm} \rightarrow A = 124.55 \text{ mm}^2$$

Para cargas alternadas de $\pm 250\text{kN}$ com F.S. de 1.5 existiria uma carga alternada

$$\sigma_a = \frac{250\,000 \times 1.5}{8 \times 124.55} \cong 376 \text{ Mpa}$$

maior do que o limite de fadiga recomendado por Shigley [13] para parafusos de alta resistência, classe SAE 12.9, $S_L = 190 \text{ Mpa}$.

Entretanto, os parafusos não veem toda a carga alternada, a maior parte da carga alternada é sofrida pela junta aparafusada, enquanto ela se mantiver fechada. É preciso, portanto, calcular a rigidez da junta e do parafuso.

$$K_{CM} \cong \frac{0.29\pi E d_f}{\ln\left(\frac{2.89L + 2.5d_f}{0.58L + 2.5d_f}\right)}$$

em que d_f é diâmetro do furo do parafuso, igual a 15 mm e L o tamanho da junta, que vai desde a parte da cabeça do parafuso encostada na junta até cerca dos primeiros dentes da rosca no cabeçote inferior.

$$L = L' + \alpha d = L' + 0.5 \times 14 = 33 + 7 = 40 \text{ mm}$$

A dimensão L' é aproximadamente o comprimento da haste do parafuso dentro do cabeçote superior.

Figura 16: Detalhe da vista de corte da placa superior.

$$K_{CM} \cong \frac{0.29 \times \pi \times 200\,000 \times 15}{\ln\left(\frac{2.89 \times 40 + 2.5 \times 15}{0.58 \times 40 + 2.5 \times 15}\right)} = \frac{2.95 \text{ MN}}{\text{mm}}$$

Supondo-se de maneira conservadora a área resistente do parafuso toda igual a sua parte não roscada $A = \pi \times \frac{14^2}{4} = 153.93 \text{ mm}^2$ (de modo a aumentar sua rigidez e, portanto, ter uma maior participação na repartição da carga alternada)

$$K_{\text{parafuso}} = \frac{EA}{L} = \frac{200\,000 \times 153.93}{40} = \frac{769 \text{ kN}}{\text{mm}}$$

$$\frac{K_{\text{parafuso}}}{K_{\text{parafuso}} + K_{CM}} = \frac{769}{769 + 2950} = 0.206$$

Ou seja, o parafuso sofreria somente 20.6% da carga alternada, ou seja, 77,74 Mpa. Por Gerber

$$\frac{\sigma_a}{SL} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R} \right)^2 = \frac{77.74}{190} + \left(\frac{\left(\frac{47\,000}{124.55} \right)^2}{1240} \right) = \frac{1}{FS} \rightarrow FS \cong 2$$

Lembrando que este FS da fadiga ainda leva em consideração o fator de segurança de 1.5 dos cálculos de aperto dos parafusos. Logo, são pequenas as chances de haver falha por fadiga.

- Acessórios de fixação da garra no pistão hidráulico e na célula de carga

Um estojo de 110 mm de comprimento com rosca M36 x 2.0 feito de aço 4340 é utilizado para fixar a garra no pistão hidráulico ou na célula de carga. Não deverá sofrer falhas estruturais por ser de material de alta resistência, frequentemente utilizado no laboratório em outros exemplares com dimensões menores, de maneira segura.

3 FABRICAÇÃO E USINAGEM DE PEÇAS

Seguido do desenvolvimento e dimensionamento dos componentes da garra, iniciou-se a fabricação dos mesmos. Foi selecionada a oficina de usinagem Regicar

no Rio de Janeiro, após se constatar que a mesma possuía uma grande variedade de maquinário, capaz de realizar os processos mais complexos da fabricação. Ao final, as peças foram tratadas termicamente para atingir durezas desejadas. As peças de aço 4340 deveriam ter alta resistência e tenacidade, portanto uma dureza entre 45-50 HRc, enquanto que os mordentes, feitos de aço ferramenta D6, uma alta dureza seria necessária, entre 60-62 HRc, a fim de se garantir uma decente penetração dos dentes nos corpos de prova, sem que haja grandes deformações.

Uma boa estimativa para as resistências à tração é

$$\sigma_T \cong 3.4 \times HB$$

Seguindo esta aproximação, os aços 4340 e D6 teriam resistências à tração entre 1424 e 1594 Mpa, e 2131 e 2237 Mpa, respectivamente, após a conversão de durezas de HRc para HB.

Figura 17: Material bruto, pronto para ser usinado. Barras redondas de aço 4340 para os cabeçotes inferiores.

Figura 18: Desbaste do cabeçote inferior em torno convencional.

Figura 19: Peça semiacabada, pronta para receber os 8 furos roscados superiores.

O cabeçote inferior foi inicialmente desbastado e faceado em torno convencional, de modo a atingir as dimensões apropriadas, para então receber seus furos roscados em um centro de usinagem CNC. O rasgo central com os planos inclinados da cunha foram feitos através de uma potente máquina de eletroerosão por penetração.

Os mordentes, talvez os mais desafiadores de se fabricar, foram precisamente usinados por uma máquina de eletroerosão a fio, como se pode ver na figura 21. Seus complexos dentes (*shark's teeth*) foram feitos por uma fresadora num centro de usinagem CNC.

Todo o processo de usinagem foi feito com uso de software CAM, dessa maneira pode-se obter maior qualidade de fabricação e a possibilidade de realizar

ajustes, de acordo com as pré-visualizações do resultado final. A figura 25 mostra uma pré-visualização da fabricação das roscas na placa de aperto.

Figura 20: Blocos de aço D6 para os mordentes ao centro e uma das barras de aço 4340 para o estojo.

Figura 21: Processo de eletroerosão a fio na fabricação dos mordentes.

Figura 22: Cabeçote superior, vista superior. Detalhe para os furos para acomodar as cabeças dos parafusos allen.

Figura 23: Cabeçote superior, vista inferior.

Figura 24: Peças em estágio intermediário de fabricação. Placas de aperto ao fundo, cabeçotes superiores ao centro e cabeçotes inferiores a frente.

Figura 25: Simulação da usinagem da placa de aperto em CAM.

Figura 16: Cabeçote inferior após fresagem de desbaste das faces da cunha.

Antes de se realizar a usinagem das faces inclinadas da cunha, o cabeçote inferior passou por uma pré fresagem de desbaste. Em seguida, fabricou-se o eletrodo com as dimensões do corte, para conceber, com apertada tolerância, os planos inclinados através da máquina de eletroerosão por penetração.

Figura 27: Diagrama TTT do aço 4340.

Figura 28: Variação da dureza em função da temperatura de revenimento para aço 4340. Todos os espécimes foram temperados em óleo a 845 °C e revenidos por 2 horas na temperatura mostrada.

Figura 29: Diagrama TTT para o aço D6 dos mordentes.

Figura 30: Variação da dureza em função da temperatura de revenimento para aço D6. Deve-se permanecer na temperatura de revenimento por uma hora a cada 20 mm de espessura da peça.

As figuras 27 e 29 mostram os diagramas TTT dos aços 4340 e D6, respectivamente. Percebe-se que o primeiro possui boa temperabilidade e demanda uma velocidade de resfriamento crítica de $8.3\text{ }^{\circ}\text{C/s}$ para ter sua microestrutura transformada totalmente em martensita, muito menor se comparado com o segundo, o qual demanda uma taxa de resfriamento de $70\text{ }^{\circ}\text{C/s}$. Assim, o aço 4340 pode ser resfriado em óleo ou até mesmo ar, de modo a evitar o surgimento de grandes tensões internas, empenamentos ou até mesmo trincas no material. Em contrapartida, o aço D6 dos mordentes necessita uma têmpera mais severa, provavelmente em água ou óleo agitado, o que aumenta os riscos de se obter alguma das falhas anteriores. Somado a isso o 4340 possui uma temperatura de austenitização menor que o D6 (cerca de $710\text{ }^{\circ}\text{C}$ contra $980\text{ }^{\circ}\text{C}$). Seguido da têmpera, todos os componentes da garra, independentemente de seu material devem passar por revenimento a fim de se diminuir tensões internas, aumentar ductilidade e tenacidade e atingir a dureza escolhida. As figuras 28 e 30 exemplificam curvas de temperatura de revenimento para cada um dos materiais. Pode-se notar que ambos os tipos serão revenidos em temperaturas entre $300\text{ }^{\circ}\text{C}$ e 400°C para atender as durezas determinadas no projeto.

4 TESTES DE FADIGA COM A GARRA

A fim de se verificar a qualidade da garra desenvolvida, é necessário a realização de diversos testes de fadiga, com pelo menos 8 corpos de prova, para se gerar uma curva ϵ -N. Dessa maneira, é possível não só verificar a qualidade, mas também avaliar o quão bem ela reproduz os resultados, ao se comparar com um modelo comercial, muito mais caro. Isso proporcionará uma noção da eficácia e confiabilidade da garra nos ensaios que ela realizar no futuro. Além disso, os testes pós fabricação permitirão reconhecer eventuais modificações que a tornariam melhor numa possível segunda versão, desenvolvida na universidade.

No entanto, infelizmente, devido ao prazo apertado deste projeto, que durou apenas um semestre, não foi possível realizar os testes antes do prazo final de

entrega. O processo de usinagem levou mais tempo que o previsto anteriormente no cronograma do projeto. Os testes e seus resultados, de fato, serão realizados, mas somente posteriormente a data de entrega serão publicados. Nestes testes, se avaliará além das curvas produzidas, também quesitos como o alinhamento do corpo de prova com as garras, eventual correção de complacência do sistema, eventuais deslizamentos do corpo de prova, e outros dados estatísticos.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Até a data de entrega deste trabalho, não foi possível concluir todas as tarefas programadas para este projeto. Além da fabricação, que se encontrava inacabada, restava realizar os testes finais para se efetuar comparações e verificar a eficácia da garra. De fato, tais tarefas serão realizadas nos meses seguintes à entrega e serão divulgadas em meios alternativos a este projeto de fim de curso.

É importante ressaltar que, mesmo se ao final deste projeto não seja atingido o sucesso pleno, ainda assim, este terá sido de grande validade para os envolvidos. Não apenas pelo fato de ter sido um protótipo inicial, que ainda, eventualmente, poderia ser melhorado numa versão seguinte, mas também, novamente, pelo fato de ter custado uma pequena fração do valor que seria gasto na aquisição de um modelo de garra comercial equivalente.

Ademais, futuramente, após a realização dos devidos testes e comparações, este trabalho e seus resultados poderão ser utilizados como base por um próximo aluno que tenha interesse pelo tema. Uma possível sugestão seria a elaboração de uma tentativa de otimização do projeto inicial e seu processo de fabricação.

Não obstante, pode-se dizer que o projeto chegou a um estágio relativamente avançado de seu desenvolvimento. Apesar do curto prazo de menos de um semestre, após inúmeras propostas alternativas para o projeto das garras, conseguiu-se elaborar um modelo bastante plausível de funcionar corretamente. O sistema baseado na utilização de parafusos para execução das forças de aperto

possui grande potencial devido a sua simplicidade e viabilidade econômica. Todos os cálculos e simulações realizadas mostraram que a garra e seus componentes suportam com boa segurança e confiabilidade as cargas à que ela está sujeita. As simulações de elementos finitos, feitas com malha de alta precisão mostraram que a garra deve permanecer íntegra durante sua operação. Paralelamente, os cálculos dos parafusos de alta resistência revelaram que o conjunto não falhará por fadiga durante sua utilização.

Ao final, o projeto terá sido benéfico à universidade, pois proporcionará a opção de utilização de mais um exemplar de garra durante os ensaios ou experimentos realizados em seus laboratórios.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] M. GERE, James; J. GOODNO, Barry. Mecânica dos Materiais. Tradução 7ª Edição Norte-Americana. São Paulo: CENGAGE Learning, 2012.
- [2] CASTRO, J. T. P., Parafusos, Aula de Elementos de Máquinas, DEM PUC-Rio. Outubro de 2014
- [3] INSTRON. ACCESSORIES FOR MATERIALS TESTING. 3RD ed. Norwood, MA
- [4] CASTRO, Jaime Tupiassú Pinho de; MEGGIOLARO, Marco Antonio. Fadiga: técnicas e práticas de dimensionamento estrutural sob cargas reais de serviço. Scotts Valley, CA: CreateSpace, 2009. Vol. 1 Iniciação de Trincas, 2009.
- [5] Callister Jr., W.D., Ciência e Engenharia dos Materiais, uma Introdução, 7ª Edição, Ed. Guanabara, 2008.
- [6] MTS. Grips & Platens. Disponível em:
<<http://www.mts.com/en/products/producttype/test-components/grips-fixtures-accessories/grips-platens/index.htm>>. Acesso em: Dez. 2016.
- [7] MTS. The Advantage Mechanical Wedge Grips. Disponível em:
<http://www.mts.com/cs/groups/public/documents/library/dev_003697.pdf>
Acesso em: Dez. 2016.
- [8] INSTRON. Dynamic and Fatigue Testing Systems. Disponível em:
<<http://www.instron.com.br/pt-br/products/testing-systems/dynamic-and-fatigue-systems>>. Acesso em: Dez. 2016
- [9] I. De Baere, W. Van Paepegem, and J. Degrieck. DESIGN OF MECHANICAL CLAMPS WITH EXTRA LONG WEDGE GRIPS FOR STATIC AND FATIGUE TESTING OF COMPOSITE MATERIALS IN TENSION AND COMPRESSION. *Experimental Techniques*, 32(3):62 – 69, June 2007
- [10] AUGUSTO BATISTA, Adilson; VIEIRA DOMINGUES, Ronaldo. Apostila de Tecnologia Mecânica, DEM PUC-Rio. Janeiro de 2010

- [11] ASM Handbook, Vol. 4, Heat Treating, ASM International, 1991, p 211
- [12] SIJ GROUP. SIHARD 2436 Steel Disponível em:
<<http://sij.metalravne.com/steelselector/steels/OCR12SP.html>> Acesso em: Dez de 2016
- [13] SHIGLEY, Joseph E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G., Projeto de Engenharia Mecânica, Bookman, Porto Alegre, 2005.
- [14] ROSTAGNAT, Antoine Camille. Garra mecânica vs. Garra hidráulica. 37f. TCC – Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2015.
- [15] VAZ DE MELO HERRIGES, Felipe. Dimensionamento de cabos de suporte e de tracionamento para teleféricos. 78f. TCC – Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio, 2014.

Apêndice II – Desenho técnico do mordente.

Apêndice III – Máquina de ensaios de fadiga MTS 810 Material Test System com 2 colunas Modelo 318.25B, capacidade de 250 kN em que a garra desenvolvida será instalada.

propriedades de parafusos Allen métricos de alta resistência												
PARAFUSO	ROSCA GROSSA						PARAFUSO	ROSCA FINA				
	ruptura por tração (kN)	carga de prova (kN)	ruptura por cisalhamento (kN)		torque típico (Nm)			ruptura por tração (kN)	carga de prova (kN)	corte da rosca (kN)	torque típico (Nm)	
			rosca	haste	normal	Cd					normal	Cd
M3x0.5	6.54	5.23	3.86	5.50	2,2	1,6	M3x0.35	7.29	5.83	4.00	2,3	1,7
M4x0.7	11.4	9.13	6.75	9.78	4,9	3,7	M4x0.5	12.7	10.2	7.55	5,8	4,4
M5x0.8	18.5	14.8	10.9	15.3	9,7	7,3	M5x0.5	20.9	16.7	12.4	12,0	9,0
M6x1	26.1	20.9	15.6	22.1	16,7	12,5	M6x0.75	28.6	22.9	17.5	20,3	15,0
M8x1.25	47.6	38.1	28.3	39.2	40	30	M8x1	51.0	40.8	30.3	43	32
M10x1.5	75.4	60.3	44.9	62.2	81	61	M10x1	83.9	67.1	50.0	96	72
M12x1.75	110	87.7	65.2	88.2	140	105	M12x1.5	115	91.6	68.3	145	110
M14x2	150	120	89.5	120	220	165	M14x1.5	162	130	96.6	240	180
M16x2	204	163	121	156	340	255	M16x1.5	217	174	130	355	265
M18x2.5	240	192	154	198	470	350	M18x1.5	270	216	168	540	405
							255	204	158	485	365	
M20x2.5	306	245	180	245	660	495	M20x1.5	340	272	211	750	560
							322	258	200	690	520	
M22x2.5	379	303	235	297	890	670	M22x1.5	416	333	259	1.000	750
							398	318	247	910	680	
M24x3	441	353	273	352	1.140	855	M24x1.5	501	401	312	1.300	975
							480	384	299	1.220	915	
M27x3	574	459	357	446	1.680	1.260	M27x1.5	642	514	400	2.000	1.500
							620	496	385	1.800	1.350	
M30x3.5	701	561	435	550	2.280	1.710	M30x1.5	802	642	500	2.700	2.000
							776	621	483	2.550	1.900	
M33x3.5	868	694	539	667	3.090	2.300	M33x1.5	980	784	646	4.000	3.000
							951	761	591	3.240	2.430	
M36x4	1.020	817	634	793	3.980	2.980	M36x1.5	1.180	940	732	4.780	3.600
							1.140	915	712	4.540	3.400	
							1.080	865	672	4.080	3.060	
M42x4.5	1.400	1.120	870	1.080	6.380	4.800	M42x1.5	1.610	1.290	1.000	6.920	5.190
							1.580	1.260	984	6.830	5.100	
							1.510	1.210	938	6.650	5.000	

Apêndice IV – Tabela de propriedades de parafusos Allen de alta resistência.