

Curso de Engenharia Mecânica

PEDRO LUIZ DINIZ DIAS

Otimização De Um Link "H" De Conexão Lança-Concha De Uma Escavadeira Hidráulica John Deere Modelo 210G/GLC

SÃO LUÍS- MA 2018

PEDRO LUIZ DINIZ DIAS

Otimização De Um Link "H" De Conexão Lança-Concha De Uma Escavadeira Hidráulica John Deere Modelo 210G/GLC

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. José de Ribamar Ferreira Barros Júnior

Este exemplar corresponde à versão final da monografia defendida pelo aluno Pedro Luiz Diniz Dias, e orientada pelo prof. Me. José de Ribamar Ferreira Barros Júnior.

SÃO LUÍS-MA 2018

Dias, Pedro Luiz Diniz.

Otimização de um link "H" de conexão lança-concha de uma escavadeira hidráulica John Deere modelo 210G/GLC / Pedro Luiz Diniz Dias. – São Luís, 2018. 77 f.

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2018.

Orientador: Prof. Me. José de Ribamar Ferreira Barros Júnior.

1. Otimização. 2. Simulação. 3. Links "H". I. Título.

CDU 621.879

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Otimização De Um Link "H" De Conexão Lança-Concha De Uma Escavadeira Hidráulica John Deere Modelo 210G/GLC

Autor: Pedro Luiz Diniz Dias	
Orientador: Prof. Me. José de Ribamar Ferreira Barros Júnior	
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:	
Prof. Me. José de Ribamar Ferreira Barros Júnior, Presidente Universidade Estadual do Maranhão	
Prof. Me. Louryval Coelho Paixão	
Universidade Federal do Maranhão	
Prof. Adilto Pereira Andrade Cunha	
Universidade Estadual do Maranhão	

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, família e verdadeiros amigos, por todo suporte a mim fornecido ao longo da jornada, pois sem eles eu nada alcançaria.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, por todas as bênçãos fornecidas a mim, me permitindo ingressar no curso tão sonhado, e após tantas etapas enfim podendo me tornar engenheiro, título que vislumbrava desde muito pequeno.

À toda minha família, em especial aos meus pais Grimaurino Dias e Maria de Lourdes, aos meus irmãos Júlio César, Sheila Diniz e Charles Diniz, por todo apoio na árdua jornada, pelos conselhos, suporte e moldagem do caráter que me permitiu chegar até aqui, sou imensamente grato a todos eles.

Ao meu orientador, o professor José de Ribamar Ferreira Barros Júnior, por ser um profissional atento, experiente e dedicado quando se tratava de auxiliar e nortear os rumos do presente trabalho.

Aos meus amigos, em especial ao Danuey "Pets" Petman e Fábio "Potiboy" Ramalho, por todo companheirismo nessa caminhada, dos quais pude ter a honra compartilhar momentos descontraídos e momentos difíceis, dos quais eu sempre poderei contar.

Dedico também à outro grande amigo, que o final da graduação me fez aproximar mais, Pedro Sérgio Rabelo, que foi fundamental em boa parte da presunção inicial do trabalho e todo seu desenvolvimento.

Ao LABEMM (Laboratório de Ensaios Mecânicos e Metalográficos), em especial ao Leandro, Rodrigo e Gustavo, por todo apoio prestado e todo suporte fornecido.

À EMANI (Empresa de Manutenção Industrial), em especial ao professor Washington, pelo auxílio na parte de usinagem dos corpos de prova usados na pesquisa.

Aos colegas da CCG- Construções e Terraplenagem, pela oportunidade de aquisição de conhecimentos no setor de Engenharia de Manutenção, em especial ao diretor César Roberto pela doação de 2 estruturas H de escavadeiras hidráulicas para desenvolvimento do estudo.

À John Deere- Brasil, em especial ao srs. Marcos Rathke e o Darlon Destri, pelo fornecimento da autorização para desenvolvimento do trabalho na estrutura e do apoio técnico para tal.

Por final, agradeço à todos que fizeram parte direta ou indiretamente até a chegada deste momento da minha vida.

"Apenas os perdedores acham que os sonhos são impossíveis"

Hyoga de Cisne

Resumo

A incessante demanda por aumento na produtividade e confiabilidade de equipamentos em

meio à obras e prestações de serviço tem gerado um mercado cada vez mais competitivo e

novas tecnologias envolvidas nos processos de simulação e usinagem tem gerado, de forma

progressiva, ainda mais equipamentos com robustez avançada, engendrando cada vez mais

máquinas confiáveis e produtivas. O presente trabalho trata da otimização de um link "H" de

conexão lança-concha de escavadeiras hidráulicas modelo 210G/GLC partindo de um histórico

de falhas recorrentes nessa peça, propondo uma nova geometria e selecionando um novo tipo

de material para a mesma. Para isso foi feito um levantamento sobre tipo possíveis de falhas,

mecanismos e dinâmica das máquinas, tipos de fraturas em materiais metálicos, importância

da manutenção para garantia da vida útil dos equipamentos, simulação computacional e

confiabilidade dos mesmos. Em seguida foi analisado o comportamento da peça em serviço e

as condições críticas de carregamento. Ao serem avaliados todos fatores supracitados, uma

nova peça foi projetada com uso do software Solidworks, com novas dimensões (respeitando

as características restritivas do projeto, como tamanho dos pinos e distância entre mancais) e

novo material foi selecionado, reduzindo as possibilidades de falhas e quebras do mecanismo

em serviço, aumentando a produtividade das escavadeiras do modelo em estudo, prevenindo

paradas inesperadas e aumentando a segurança dos trabalhos prestados por tal equipamento.

Palavras-chave: Otimização, Simulação, Links "H".

xiii

Abstract

The incessant demand for increased productivity and reliability of equipment working on

constructions and services provisions has generated an increasingly competitive market and

new technologies involved in the processes of simulation and machining has gradually

generated even more equipment with advanced robustness, engendering more and more reliable

and productive machines. The present work deals with the dimensioning of an "H" link of the

hydraulic excavator cones of the 210G / GLC excavator, starting from a history of recurrent

faults in this part, proposing a new geometry and selecting a new type of material for it. For

this, a survey was made on possible types of failures, mechanisms and dynamics of the

machines, types of fractures in metallic materials, importance of the maintenance to guarantee

the life of the equipment, computational simulation and reliability of the same. Then the

behavior of the part in service and the critical conditions of loading were analyzed. When all

of the aforementioned factors were evaluated, a new part was designed using Solidworks

software, with new dimensions (respecting the restrictive characteristics of the design, such as

pin size and bearing distance) and new material was selected, reducing the possibility of failure

and breaks of the mechanism on services, increasing the productivity of the excavators of the

model under study, preventing unexpected stops and increasing the safety of the work done by

such equipment.

Palavras-chave: Otimization, Simulaton, Links "H".

XV

Lista de Figuras

Figura 2.1 Princípio da alavanca aplicado à escavadeira hidráulica (Fonte: adaptado de grabcad.com)
Figura 2.2. Movimentos possíveis da lança e concha das escavadeiras hidráulicas John Deere 210G/GLC
Figura 2.3. Foto em perspectiva John Deere 210G/GLC com estrutura do tipo "H" em destaque
Figura 2.4. Foto em perspectiva da escavadeira hidráulica John Deere 210G e ênfase no link de conexão lança-concha e sua respectiva representação de modelo similar feito no software Solidworks
Figura 2.5. Vista superior do link/estrutura de conexão expondo fratura 9
Figura 2.6. a) Vista (em corte) superior do link/estrutura b) Formação de grãos e seus tipos em relação ao molde utilizado para resfriamento
Figura 2.7. Curva de tensão x deformação característico de materiais metálicos 13
Figura 2.8. a) Link de conexão lança-concha retirado do equipamento após falhar. b) Foco na fratura, onde assim como na imagem a, demonstra a elevada deformação presente na peça antes da quebra, assim como a estricção sofrida pela seção. 14
Figura 2.9. Fratura frágil em liga metálica mostrando as estriais radiais e baixíssima deformação
Figura 2.10. Comparativo entre tenacidade dos materiais frágeis e dúcteis, representadas pelas cores azul e vermelha, respectivamente
Figura 2.11. Provável fratura frágil ocorrida na peça, onde induz que a falha foi do tipo frágil pelas peculiaridades inerentes: baixa deformação e estrias características 16

Figura 2.12. a) Vista de um eixo com canto vivo e fluxo de força desenhado em vermelho na peça. b) Vista de um mesmo eixo com canto vivo reduzido, por meio da suavização de contornos abruptos
Figura 2.13. Gráfico Sf/Sut x N para aços forjados com limite de ruptura abaixo de 1.36 GPa
Figura 2.14. Gráfico S-N para uma liga de alumínio 7075-T6, representando inclusive a probabilidade de falha em múltiplas plotagens
Figura 2.15. Gráfico tensão x tempo em três ocasiões, sendo: a) condição genérica, aplicável à alguns casos gerais de equipamentos de serviço, b) navios ou estruturas marítimas e c) aviões comerciais
Figura 2.16. Vista lateral do link de conexão, onde as setas em azul representam os tipos de movimentos possíveis (translação e rotação) e as setas em vermelho representam as reações decompostas nas quais a peça é submetida em serviço 25
Figura 2.17. Esmagamento lateral que ocorreu na talha, onde acarretou em deformação plástica onde indica um esforço de flexão cuja talha não havia sido dimensionada, nucleando uma trinca laterais, sendo a origem da falha 26
Figura 2.18. Três zonas aparentes na fratura- zona fibrosa, zona radial e zona de cisalhamento
Figura 2.19. Viga biapoiada com carga pontual P em sua extremidade 28
Figura 2.20. Pistão de um motor após geração de malha por FEA 28
Figura 2.21. Braço de freio de uma bicicleta com geração de malha automática com refinamento em zonas de maior concentração de limitações/tensões 30
Figura 2.22. a) Elemento de tensão bidimensional sob tensões principais e b) elemento sob tensões de cisalhamento e principais 31
Figura 2.23. Vista da superfície cilíndrica de falha passando pelos três planos principais e as tensões respectivas

Figura 2.24. Alguns dos elementos finitos mais comuns, representados por dimen e linearização	são 33
Figura 2.25. Refinamento de malha e seus resultados, onde os mesmos tendem a aproximar do valor real quando sofrem um aperfeiçoamento	a se 34
Figura 3.1. Passo a passo da metodologia utilizada para levantamento dos da acerca da estrutura	idos 37
Figura 4.1. Equipamento utilizado para embutimento das amostras	39
Figura 4.2. Aspecto do material após metalografia, no sentido transversal da pecom ampliação de 1000x	eça, 40
Figura 4.3. Aspecto do material após metalografia, no sentido longitudinal da perampliação de 1000x	eça, 40
Figura 4.4. Faixas de composição para diversos tipos de ferros fundidos, com o fundido nodular dúctil em destaque	erro 42
Figura 4.5. Metalografias de ferro fundido nodular	43
Figura 4.6. Gráfico Tensão x Deformação para três ligas de aço	45
Figura 4.7. Dimensões, em milímetros, dos corpos de prova usinados	45
Figura 4.8. a) Setas indicando os sentidos nos quais aos corpos de prova fo extraídos e b) mostrando os corpos de prova após a usinagem	ram 46
Figura 4.9. Garras de tração da máquina de ensaio modelo	47
Figura 4.10. Corpo de prova posicionado entre as garras antes do início do teste tração	e de 47
Figura 4.11. Dados obtidos após o teste de tração nos 6 corpos de prova	48
Figura 4.12. Corpos de prova após ruptura	50

Figura 4.13. Corpos de prova antes e após ruptura com auxílio da escala paquímetro ao lado	50			
Figura 4.14. Aspecto granular e poroso da fratura, com deformação qu imperceptível, característico de materiais frágeis	ase 51			
Figura 4.15. Resultados do ensaio de dureza	53			
Figura 4.16. Dimensões dos corpos de prova de impacto	53			
Figura 4.17. Característica da superfície da fratura dos corpos de prova	54			
Figura 4.18. Dados obtidos, em Joules, da energia absorvida	55			
Figura 4.19. Energia absorvida no impacto	55			
Figura 4.20. Algumas propriedades do Ferro Fundido Dúctil presente na estrutura, com classe convergida em destaque				
Figura 4.21. Valores embutidos no Solidworks para simulação	57			
Figura 4.22. Respectivas dimensões, em milímetros, e cargas presentes	58			
Figura 4.23. Reação em ângulo do cilindro em relação ao link "H"	60			
Figura 4.24. Comparativo entre refino de malha e resultado da simulação de uma situação de exercício				
Figura 4.25. Malha gerada após refino p-adaptativo	61			
Figura 4.26. Plotagem da tensão atuante sobre a estrutura	62			
Figura 4.27. a) Recorte ISO com tensão limite de 310 MPa e b) Recorte ISO de tensão limite de 464 MPa	com 63			
Figura 4.28. Volumes de maior tensão na peça original sob condição crítica	65			
Figura 4.29. Modelo proposto número 1	66			
Figura 4.30. Propriedades do aco normalizado 4340	66			

Lista De Abreviações E Siglas

AISI - American Iron and Steel Institute

ASTM - American Society for Testing Materials

C – Elemento químico Carbono

CAD – Computer Aided Design (Desenho Assistido por Computador)

CAE – Computer Aided Engineering (Engenharia Assistida por Computador)

D – Matriz de deslocamento da estrutura

F – Forças externas e internas aplicadas ao elemento

Fe - Elemento químico Ferro

FEA – Finite Element Analysis (Método dos Elementos Finitos)

GDL - Graus de Liberdade

H - Estrutura de Conexão Lança-Concha

HB – Hardness Brinell (Dureza Brinell)

HRD – Hardness Rockwell D (Dureza Rockwell D)

K – Matriz de rigidez do material

N – Número de ciclos de carregamento

 $N_{fr\acute{a}gil}$ – Coeficiente de segurança para materiais frágeis

NUTENGE - Núcleo Tecnológico de Engenharia/UEMA

SAE - Society of Automotive Engineers (Sociedade de Engenharia Automotiva)

Se – Limite de fadiga corrigido

Sf – Resistência à fadiga corrigido

Sut – Limite de ruptura em tração

T (ou Tnp) - Torque [N.m]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇAO	1
	1.1 Prefácio Geral	1
	1.2 Objetivos	2
	1.3 Justificativa	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
	2.1 Movimentação de Cargas	4
	2.2 Mecanismos e Dinâmica das Máquinas	5
	2.3 Engenharia dos Materiais para Estruturas de Mecanismos	7
	2.4 Fundição de Metais para a Preparação de Peças	g
	2.5 Falhas nos Metais- Fraturas do Tipo Dúctil e Frágil	11
	2.6 Falhas por Fadiga- Definição e Importância da Análise	17
	2.7 Importância da Manutenção Mecânica para Prevenção de Falhas	23
	2.8 Simulação Computacional e Análise por Elementos Finitos	27
3	METODOLOGIA	35
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	38
	4.1 Primeiros Resultados Obtidos	38
	4.2 Caracterização do Material por Meio da Microestrutura	38
	4.3 Identificação do Material por Meio das Propriedades Mecânicas	44
	4.4 Avaliação das Tensões e Vida Útil da Estrutura Original	58
	4.5 Otimização da Estrutura e Seleção de Material Aprimorado	65
	4.6 Viabilidade da Estrutura Otimizada e Custo de Fabricação	71
5	CONCLUSÕES/ SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	73
R	EFERÊNCIAS	75
Α	PÊNDICE A- AUTORIZAÇÃO	77

1 INTRODUÇÃO

1.1 Prefácio Geral

Quanto mais o país progride, mais obras que visam o incremento da infraestrutura urbana e melhoria em vários setores (como transportes, educação, saúde) surgem. Tais atividades envolvem uma série de fatores, como mão-de-obra, alimentação, logística, estruturas físicas, materiais, ferramental e equipamentos pesados. Esse último, representa grande parte dos custos totais das obras, tanto de grande quanto de pequeno porte, acarretando em despesas que todas as empresas visam reduzir.

De acordo com Machado (2010), a parada de equipamentos para manutenção preventiva pode ser caracterizada como a atividade mais importante no ciclo de operação dos equipamentos, pois é através dela, com o mínimo de prazo e custo, que permitimos a operacionalidade dos ativos com segurança, eficiência e eficácia, minimizando assim as perdas de produção e preparando-os para o próximo período operacional.

Quando se trata de equipamentos de linha pesada, a manutenção preventiva é fundamental (e em algumas situações, imutável), necessitando sempre que seja planejada envolvendo paradas de diversos tipos como diária, semanal, mensal e em um intervalo pré-definido de acordo com o local e intensidade na qual o equipamento trabalha, podendo ser necessária a parada do equipamento a cada 250, 500 e 1.000 horas de serviço (Manual técnico John Deere 210G/GLC).

As empresas (tanto do ramo da construção civil quanto empresas que visam a locação) planejam a respectiva aquisição de tal ativo executam uma avaliação da sua confiabilidade, que segundo Kardec & Nascif (2010) envolve uma série de fatores, como adequação à situação em que será utilizada, capacidade inerente esperada, MTBF (Mean Time Between Failures-Tempo Médio Entre Falhas), qualidade do ativo, manutenibilidade e eficiência, onde muitos desses apontadores são utilizados também no momento de um eventual aluguel do equipamento, onde as empresas contratantes sempre optam por rever dados que as permitam avaliar a credibilidade de determinado equipamento.

Todos os fatores supracitados advêm do panorama onde o equipamento só - e somente só - deverá parar para execução de sua manutenção preventiva, que garantirá a vida útil do ativo e o trabalho adequado do mesmo. A partir daí surge um segundo panorama: a necessidade

inerente da realização de manutenções corretivas. E é visando a redução ou mesmo eliminação, da necessidade da manutenção corretiva que os avanços nos setores de engenharia de manutenção trouxeram, a partir dos anos 2000, a quarta geração da manutenção, que visa a eliminação das corretivas não planejadas, e segundo Kardec (2010) nessa geração, a engenharia de manutenção voltada para análises de falha e LCC (Life Cicle Cost- Custo do Ciclo de Vida) constitui o grande diferencial impactante na manutenção.

A partir dos conceitos já citados, é possível verificar que equipamentos dos diversos tipos estão sempre presentes em quaisquer que sejam os serviços, mas, no caso específico das escavadeiras hidráulicas, compõem grande parte dos maquinários de uma obra e esses ativos foram os selecionados para o levantamento do decorrente trabalho, pois constituem 27% do quadro de equipamentos na empresa no qual o levantamento foi executado (CCG- Construções e Terraplenagem) e partindo do pressuposto da quarta geração da manutenção, conforme descrito por Kardec (2010), procura-se sempre atenuar as falhas críticas e paradas inesperadas nesses ativos, garantindo que não haverá cortes voltados à locação e que não haverá paradas inesperadas no cronograma das obras.

A partir do levantamento das falhas ocorridas em um período de aproximadamente 20 meses em diversas empresas do ramo (tanto no estado do Maranhão quanto em outros estados) observou-se a viabilidade do estudo voltado à análise do comportamento dos links de conexão dispostos ao longo dos dispositivos de movimentação das escavadeiras hidráulicas, nos quais são fundamentais para o funcionamento padrão e ideal dos equipamentos (e em consequência, das construções/obras), pois são peças nas quais um defeito, por menor que seja, resulta na limitação da movimentação do ativo e em seguida a parada do mesmo.

1.2 Objetivos

Objetivo geral- o objetivo geral deste trabalho é propor uma nova geometria de link de conexão lança-concha em escavadeiras hidráulicas modelo 210G/GLC, empregando conceitos de engenharia para garantir que o link suportará as condições críticas de serviço simultaneamente aumentando a vida útil da peça, eliminando a probabilidade de falha e eventual parada do equipamento.

Objetivos específicos- As finalidades específicas tratam-se das análises dos esforços atuantes no link em serviço, estudo dos tipos de materiais utilizados nas estruturas originais verificação das suas propriedades mecânicas, fornecendo dados suficientes para a otimização.

1.3 Justificativa

O cenário em que diversos países se encontram (em especial o Brasil) diversas empresas têm fechado suas portas e inúmeras outras vêm diminuindo o contingente de funcionários e mesmo atividades para redução de custos e despesas agregadas. Grande parte das empresas visam aumentar seu lucro ao tempo em que reduzem as perdas, otimizando a receita da mesma (adaptado de g1.globo.com).

Baseado nessa premissa e nos dados levantados na empresa CCG- Construções e Terraplenagem, identificou-se uma dentre as várias situações provenientes das execuções de serviços por meio de máquinas de grande porte, no caso escavadeiras -especificamente o modelo 210G/GLC da John Deere- que possuem links de conexão que permitem a movimentação e elevação de cargas, e na análise efetuada levantou-se cerca de 20 meses de dados referentes à falhas ocorridas em links de conexão lança-concha onde os mesmos vieram a partir, aumentando a chance de acidentes e causando a parada do equipamento, que gera custos superiores a R\$250,00/h em média para os locadores diretos e até mesmo o triplo ou mais de custos para os centros de obra.

Estima-se, de acordo com os manuais de fabricantes e também conforme descrito por Coêlho (2015) que a vida útil de uma escavadeira hidráulica gire em torno de 10.000 horas de serviço/ 5 anos de trabalho, e baseado no levantamento autoral as 11 escavadeiras do modelo analisado (que possuem entre 3~5 anos e 1.500~4.500 horas de serviço) falharam, em média (com variações específicas), 1 vez ao ano e a cada 1.600 horas aproximadamente, estimando cerca de 5 a 6,25 paradas ao longo de toda vida da escavadeira.

Estimando-se os custos dessa parada e levando-se em consideração todos os fatores que permeiam a mesma- operação, combustível, mão de obra, deslocamento, pausa na produção, quebra de cronograma, multas, desmontagem, usinagem, montagem, solda, limpeza, custo de hora/máquina, HH (hora/homem), equipamentos secundários paralisados, depreciação, tais custos tornam-se onerosos se levarmos em consideração a parada inesperada do ativo devido

falha da estrutura de linkagem, tornando-se viável a pesquisa para redução ou eliminação de tal defeito.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A já citada procura ininterrupta pela qualidade na prestação de serviços (em específico o de locação de equipamentos para obras de construção civil) traz cada dia mais empresas que demonstram preocupação em otimizar seus processos e eliminar riscos de falhas ou paradas inesperadas dos ativos. Neste capítulo serão apontados métodos utilizados para embasar a otimização estrutural de um link "H" de conexão lança-concha de escavadeiras hidráulicas John Deere modelo 210G/GLC, além de demonstrar a importância da confiabilidade da estrutura para o andamento adequado dos serviços.

2.1 Movimentação de Cargas

A humanidade, desde os primórdios, necessita erguer e movimentar cargas dos mais diversos tipos, assim como mobilizar determinados objetos com os mais diversos intuitos. Foi Arquimedes de Siracusa (287 a.C. – 212 a.C.) que em uma das suas diversas obras, determinou o princípio da alavanca, onde na aplicação de uma força com uma determinada distância há uma multiplicação da força mecânica direta, possibilitando elevar e/ou movimentar cargas superiores à intensidade da força aplicada à alavanca. Os físicos geralmente denominam tal característica como torque e os engenheiros comumente nomeiam como momento, conforme descrito por Young e Freedman (2003).

O momento pode ser obtido através da equação 2.1, onde relaciona a força com a distância de aplicação da mesma, formando o chamado braço de alavanca. Dependendo do espaço entre a fixação da alavanca (ou ponto de apoio) e o ponto de aplicação da força haverá uma vantagem mecânica, que auxiliará na movimentação ou estabilidade de cargas (YOUNG e FREEDMAN, 2003). Se a carga não for perpendicular à distância, deveremos utilizar a equação 2.2, onde usase o seno do ângulo formado entre a força e a distância. A utilização do princípio da alavanca pode ser melhor visualizada na figura 1.1.

$$T = D_{aplica\tilde{\varphi}ao} * F_{carga}$$
 (2.1)
$$T_{np} = D_{aplica\tilde{\varphi}ao} * F_{carga} * Sen(\alpha)$$
 (2.2)

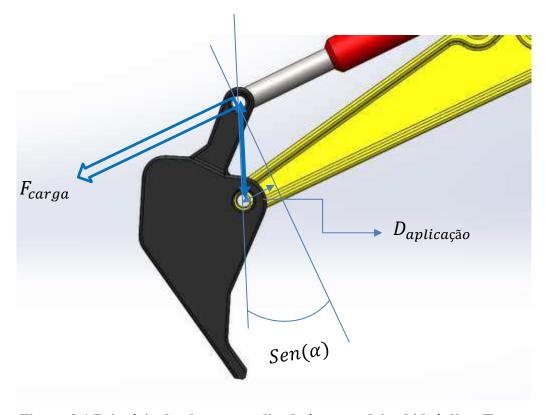


Figura 2.1 Princípio da alavanca aplicado à escavadeira hidráulica (Fonte: adaptado de grabcad.com).

Com o avanço da tecnologia, processos industriais e a evolução da engenharia, novos métodos para elevação e transporte de carga foram desenvolvidos e o uso de escavadeiras hidráulicas tornou-se indispensável nas obras de construção em geral, principalmente na primeira metade da execução, conforme descrito por Coêlho (2015).

2.2 Mecanismos e Dinâmica das Máquinas

Tais equipamentos são construídos usando-se diversos princípios da engenharia para tal, como mecanismos e dinâmica das máquinas, e ao tratarmos de estruturas de conexão (links) do tipo "H" que possui mais de um grau de liberdade, constitui-se de várias características, como

movimento de translação e rotação (que resulta em um movimento do tipo composto), além de centros instantâneos de rotação, velocidades e acelerações angulares (KENNETH, 2000).

Como sentido geral do trabalho, os links são estruturas que funcionam como mecanismos de conexão, facilitando a transmissão de força, movimento e torque entre a lança, o cilindro e a concha das escavadeiras hidráulicas, e sem tais estruturas de ligação o equipamento não faria os mais diversos movimentos como visto na figura 2.2:

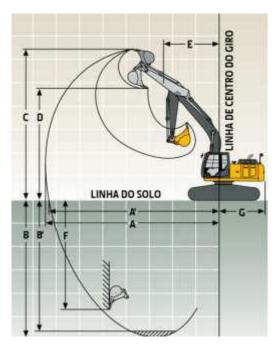


Figura 2.2. Movimentos possíveis da lança e concha das escavadeiras hidráulicas John Deere 210G/GLC (Fonte: Manual Técnico John Deere, 2013).

Esses mecanismos (links) tendem a ser mais rígidos e resistentes ao suporte de cargas, particularmente às cargas aplicadas ortogonalmente à direção do movimento. Essa característica própria desses mecanismos é comumente usada pelos engenheiros projetistas ao selecionar os tipos de links e dimensionar a estrutura, fazendo o uso dessa peculiaridade para que, em situações que seja necessário erguer ou movimentar intensas cargas o mecanismo consiga suportar tal ação, tornando-as mais resistentes e rijas, conforme descrito por Kenneth (2000).

2.3 Engenharia dos Materiais para Estruturas de Mecanismos

Diversos são as classes e tipos de materiais utilizados na engenharia para construção de inúmeras categorias de estruturas, podendo variar entre polímeros, cerâmicas, compósitos e metais, sendo esse último, o alvo de estudo do presente trabalho, onde tal tipo de material é comumente utilizado para estruturas de escavadeiras hidráulicas, em especial o do modelo 210G/GLC da John Deere, onde quase toda sua estrutura é constituída de aço (Fe + C) e ligas metálicas, como é possível observar mesmo externamente, que poucas partes são constituídas de não metais, como os vidros e as mangueiras hidráulicas (essas últimas ainda assim possuem malha metálica interna para garantir trabalhos em elevadas pressões). Uma imagem em perspectiva da escavadeira pode ser vista na figura 2.3, com destaque em amarelo para a estrutura envolvida no estudo- link do tipo "H".



Figura 2.3. Foto em perspectiva John Deere 210G/GLC com estrutura do tipo "H" em destaque (Fonte: Manual Técnico John Deere, 2013).

Ao analisar o formato da estrutura de conexão lança-concha (links do tipo "H"), como visto na figura 2.4, assim como sua geometria, superfície e detalhes, é possível observar, levando também em consideração as informações provenientes no manual de peças, que muito provavelmente trata-se de uma estrutura que fora construída utilizando-se molde para preenchimento com metal fundido, conforme descrito pela própria fabricante, para que fosse possível atingir tais configurações, geometria e dimensões, além do que é possível constatar

pelo aspecto da fratura da peça original, onde a mesma apresenta porosidade elevada e aspereza considerável (SMITH e HASHEMI, 2012), conforme visto na figura 2.5.



Figura 2.4. Foto em perspectiva da escavadeira hidráulica John Deere 210G e ênfase no link de conexão lança-concha e sua respectiva representação de modelo similar feito no software Solidworks (Fonte: Manual Técnico John Deere, 2013 e Autor).

Vale ressaltar que a análise mais precisa do material, assim como sua caracterização, seus aspectos macrográficos e propriedades mecânicas serão mensuradas, assim como a análise metalográfica do material da peça está descrita no capítulo da metodologia, garantindo assim informações suficientes para inserção no software de CAD e CAE Solidworks, para possibilidade de estudo comparativo entre a peça original e a peça dimensionada na atual pesquisa.



Figura 2.5. Vista superior do link/estrutura de conexão expondo fratura e mostrando a característica da mesma.

2.4 Fundição de Metais para a Preparação de Peças

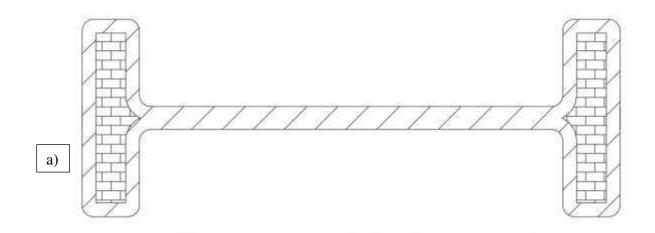
Para geometrias complexas e detalhadas é comumente utilizada a técnica de fundição e despejo em molde (utilizada para processamento de metais e ligas), e esse pressuposto foi confirmado pela própria fabricante após os testes, ensaios e avaliações que serão descritos nos próximos capítulos.

Conferindo prossecução ao tópico, para o processamento de grande parte dos metais, em primeira instância o mesmo deve ser fundido, obtendo-se o metal líquido, e a partir daí eventualmente adicionar outros componentes necessários para formulação de ligas substitucionais e/ou intersticiais (caraterizadas por substituição de átomos originais da liga por átomos de características distintas, garantindo mudanças nas propriedades mecânicas, e átomos de soluto que ocupam espaços nos retículos formados pelos átomos originais da liga, respectivamente), inserindo características únicas ao metal que encontra-se no estado líquido, em seguida despejando-o no molde com formato próximo ao da peça que deseja-se construir, pelo fato da necessidade de eventuais desbastes e remoções de macroestruturas provenientes da fundição que alojam-se superficialmente à peça, garantindo que após tal feito a peça tenha as dimensões necessárias estabelecidas em projeto (SMITH e HASHEMI, 2012).

O modo como a peça foi resfriada, assim como os pontos de nucleação, geometria da peça e tratamentos térmicos interferem nos tipos e tamanhos de grãos do material, e o mesmo interfere diretamente na resistência mecânica da peça. Geralmente as estruturas de engenharia

que são feitas por fundição são vazadas para que há uma maior quantidade de pontos de nucleação para possibilidade de formação de grão mais finos, permitindo como consequência desejáveis características em termos de resistência mecânica e uniformidade de peça (SMITH e HASHEMI, 2012). Já a peça original, por não ser vazada, possui uma dimensão interna pequena em relação à sua seção transversal, possibilitando assim que no momento do resfriamento, parte da sua estrutura seja constituída por grãos equiaxiais (finos), aumentando sua resistência em parte de sua estrutura (adaptado de SMITH e HASHEMI, 2012).

É possível verificar como a dimensão da estrutura distribui a nucleação de grãos finos devido sua geometria, mostrando pontos onde o link acabará, ao ser resfriada, por ter estruturas granulares mais grosseiras (colunares), podendo ali acarretar o aparecimento de possíveis pontos de nucleação de trincas, defeitos e diminuição de resistência estrutural, como visto na figura 2.6, há uma comparação entre a vista superior em corte da estrutura da escavadeira (figura 2.6a), a vista (em corte) superior do link/estrutura demonstra, na área hachurada com traços diagonais, as possíveis zonas de nucleação de grãos mais finos e resistentes, e já na área hachurada com pequenos retângulos, a possível área de nucleação de grãos mais grosseiros e com menor resistência estrutural. Já uma demonstração da nucleação de grãos finos (equiaxiais) no resfriamento pode ser visualizada na figura 2.6b.



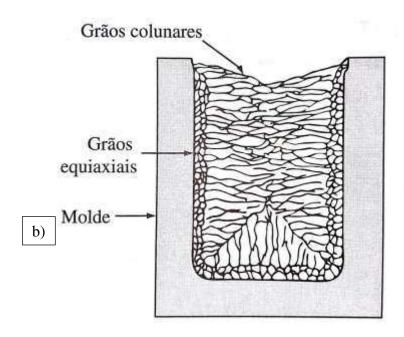


Figura 2.6. a) Vista (em corte) superior do link/estrutura b) Formação de grãos e seus tipos em relação ao molde utilizado para resfriamento (Fontes: Autor/ Smith e Hashemi, 2012, respectivamente).

2.5 Falhas nos Metais- Fraturas do Tipo Dúctil e Frágil

Precedentemente ao dimensionamento comparativo de uma nova estrutura, faz-se necessário uma análise aprofundada de como tais peças podem vir a falhar, para que gere embasamento teórico suficiente para apreciação e descoberta dos fatores críticos que permeiam tais componentes para que a simulação possa oferecer resultados satisfatórios para as condições

críticas prescritas que podem ocasionar a quebra do item. Além disso, analisar quais tipos de falhas podem levá-los à quebra pode ajudar a selecionar o melhor tipo de material para aquela situação, garantindo que o processo de fabricação, tipo de liga e elementos do material são os mais adequados para a aplicação. A partir desse pressuposto foram analisados os principais tipos de falhas comumente encontradas em metais e ligas, que se trata das fraturas frágeis, dúcteis, fadiga e resistência ao impacto, tornando-se alvo das avaliações do presente trabalho na indagação das origens das falhas nos links originais e manufaturados para, a partir daí, propor uma geometria nova e um novo material selecionado para suprir às exigências críticas de trabalho. Falhas por fluência momentaneamente foram desconsideradas para tal análise, ficando em aberto para futuras pesquisas. Tal tipo de falha foi indeferida pelas condições de trabalho nas quais a estrutura é submetida, onde a temperatura não é um fator sequer medianamente influenciável. Tenacidade específica à fratura foi da mesma forma desconsiderada, visto que considera-se estrutura não apresenta trincas internas ou fissuras prévias, pois uma das condições limitantes é a garantia da confiabilidade presente da fabricante.

Como descrito por Norton (2013) as indagações a respeito de como peças falham é comum entre engenheiros e cientistas, e são várias as ocasiões que podem levar tal objeto à não executar seu trabalho de forma adequada: esforços de tração, compressão e cisalhamento, e esses esforços também são dependentes do tipo de carregamento que tal peça é submetida, podendo esse ser estático ou dinâmico. Presença de trincas no material, porosidades em uniões soldadas, falhas em geometria (como concentradores de tensão) podem ser tornar agravantes que reduzirão a vida útil da peça ou até mesmo acarretarão na intensificação das tensões de trabalho, podendo facilitar ou serem as causadoras da quebra da peça.

Conforme dito anteriormente, esforços estáticos podem vir a ocasionar falhas em materiais, e esses carregamentos são caracterizados por aplicação lenta ou fixa e essencialmente constante ao longo do tempo, não havendo (ou sendo desprezível) a velocidade de inserção da carga ou movimento da mesma no material analisado.

Tais esforços estáticos descritos no parágrafo anterior podem gerar diversos tipos de lapsos nas peças, como as falhas do tipo dúctil, que são comuns em materiais com elevada ductilidade, ou seja, maleabilidade, onde o mesmo sofrerá consideráveis deformações antes de chegar a romper, e a quantidade de deformação plástica (deformação na qual o material sofrerá tensões superiores ao seu limite de escoamento, saindo assim de sua zona elástica, sofrendo deformações permanentes que alterarão sua resistência mecânica) que o material suportará

depende de sua tenacidade, que trata-se de uma característica mecânica dos materiais verificada a partir da sua curva tensão x deformação, conforme descrito na figura 2.7.

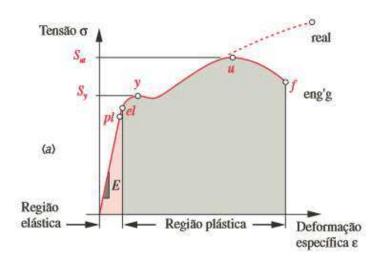


Figura 2.7. Curva de tensão x deformação característico de materiais metálicos dúcteis (Fonte: Norton, 2013).

Tal propriedade mecânica pode ser obtida a partir da equação 2.3:

$$\int_0^{\epsilon_f} \sigma d \in \tag{2.3}$$

Que se trata da integral (ou seja, cálculo da área) sobre a curvatura da tensão x deformação, considerando toda zona sombreada da **figura 7**, até o ponto de fratura (f). Por se tratar de energia total na deformação, sua unidade é Joules. Considerando esse pressuposto de falha, os materiais que rompem por falha dúctil possuem uma elevada deformação antes da sua quebra, como pode ser observado na **figura 8**, onde mostra o link de conexão lança-concha usinado no setor de soldagem e tornearia da CCG- Construções e Terraplenagem, que veio a falhar em serviço.

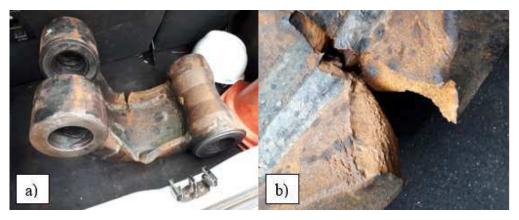


Figura 2.8. a) Link de conexão lança-concha retirado do equipamento após falhar. b) Foco na fratura, onde assim como na imagem a, demonstra a elevada deformação presente na peça antes da quebra, assim como a estricção sofrida pela seção.

Como mostrado nas imagens anteriores, o aspecto da peça. Deformação sofrida e a característica das trincas geradas, apontam para uma falha por fratura dúctil, provavelmente formada pelas tensões de compressão que acabaram por fletir a peça, causando tal falha e a parada do equipamento em serviço. Mas as informações apresentadas não são suficientes para uma afirmação extremamente precisa, ficando assim tal análise pendentes para futuros trabalhos, não se tratando o atual trabalho da análise pura da mecânica da falha e da micrografia da fratura.

Não só as falhas do tipo dúctil são necessárias para o embasamento teórico da atual pesquisa, como também um segundo tipo que comumente ocorre em materiais metálicos: a fratura frágil. Esse gênero de fratura consiste em materiais que rompem-se com pouca ou nenhuma deformação plástica, ou seja, em comparação com a falha dúctil a frágil quase não apresenta resquícios das deformações e praticamente ocorre pouco após a zona elástica, com baixa tenacidade (adaptado de SMITH e HASHEMI, 2012).

A fratura frágil pode surgir por diversas maneiras (além da própria característica mecânica do material), como a concentração de discordâncias junto à obstáculos nos planos de escorregamento (recordando que discordâncias são inconsistências presentes entre as formações granulares dos materiais que proporcionam um aumento da resistência mecânica, tornando o material mais frágil, e os planos de escorregamento são os planos que o material tende a escoar sua estrutura cristalina), tensões de cisalhamento em locais de elevada densidade de discordâncias e microfissuras provenientes das tensões resultantes, tudo isso em etapa, dentro de um único processo contínuo, pode acarretar no rompimento brusco e não conjecturado do material (SMITH e HASHEMI, 2012).

Conforme citado nos parágrafos anteriores, a falha frágil ocorre com pouca ou nenhuma deformação, conforme visto na figura 2.9, que mostra uma fratura frágil de uma liga metálica em uma amostra. Tal ausência de deformação pode ser visualizada melhor na figura 2.10, onde comparativamente pode-se observar que a tenacidade de materiais mais frágeis é menor que a de materiais mais dúcteis, suportando menores deformações pra tensões aplicadas, e praticamente rompendo no seu limite de escoamento, visto pela área azul da curva.

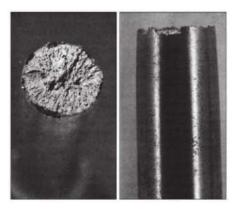


Figura 2.9. Fratura frágil em liga metálica mostrando as estriais radiais e baixíssima deformação (Fonte: Smith e Hashemi, 2012).

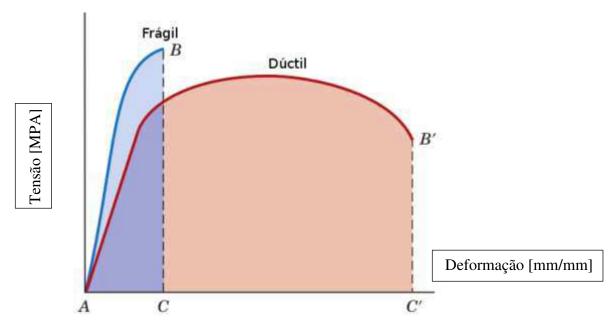


Figura 2.10. Comparativo entre tenacidade dos materiais frágeis e dúcteis, representadas pelas cores azul e vermelha, respectivamente (Fonte: adaptado de Callister, 2013).

A partir de tais informações citadas, o link de conexão lança-concha, é possível avaliar inicialmente que a fratura da peça original muito provavelmente constitui-se de uma fratura frágil, observado pelo aspecto da fratura, com pouca deformação e características inerentes às

estrias, conforme visto na figura 2.11. Vale ressaltar que o aspecto da fratura e sua deformação visual não concebe informações suficientes para a afirmação completa sobre o tipo da falha, mas como sendo uma das formas possíveis de quebra da peça, será avaliado tal situação no momento do dimensionamento.



Figura 2.11. Provável fratura frágil ocorrida na peça, onde induz que a falha foi do tipo frágil pelas peculiaridades inerentes: baixa deformação e estrias características.

Quando se trata de materiais frágeis envolvidos em projetos de engenharia, sua utilização é dimensionada a partir de seu limite de ruptura (bem próximo ou igual ao limite de escoamento), onde a falha significa necessariamente a quebra do material, de forma contrária ao uso de materiais dúcteis, onde tensões superiores ao limite de escoamento não representam a quebra e sim a deformação plástica (permanente) do material. Por tal motivo, os coeficientes de segurança utilizados para projetos envolvendo materiais frágeis, conforme visto na equação 2.4, geralmente é duas vezes o coeficiente normalmente usado para materiais dúcteis (Norton, 2013).

$$N_{Fráqil} \cong 2 * MÁX (F1, F2, F3)$$
 (2.4)

Onde a definição do coeficiente de segurança "N" é o coeficiente máximo dentre uma série de fatores (F1, F2 e F3), como os dados das propriedades dos materiais e como foram

obtidos, condições ambientais nas quais o material será submetido e modelos analíticos para as forças e tensões. Tal coeficiente também pode sofrer abruptas mudanças lavando em consideração a experiência ou análise do projetista, também dependendo das circunstâncias nas quais os fatores foram apresentados (NORTON, 2013). Tais fatores serão melhor descritos nas próximas seções, precisamente na metodologia e dimensionamento do link de conexão, onde cada fator será analisado juntamente aos dados do material de ensaio e do material selecionado para a nova geometria.

Mesmo atualmente contando com diversos estudos e inúmeras literaturas que deduzem os aspectos das fraturas alicerçado em suas características não somente isso é necessário para apontar a raiz da falha, sendo fundamental também a análise do material via testes destrutivos, como tração, impacto e dureza, assim como as análises metalográficas do material, garantindo dados suficientes para caracterizar o tipo de material e suas prováveis formas de falha em serviço, podendo assim gerar alternativas na geometria e no material para um novo link de conexão lança-concha do tipo "H" otimizado.

2.6 Falhas por Fadiga- Definição e Importância da Análise

Além das falhas já citadas, faz-se necessário a análise das falhas por fadiga, pois nem sempre as fraturas se limitam a situações puramente estáticas voltadas unicamente a falhas frágeis e dúcteis, existindo também as falhas que ocorrem via ciclos de carregamento e descarregamento, que podem gerar rupturas súbitas, e tais carregamentos fazem parte da vida em serviço das escavadeiras hidráulicas, onde as mesmas sofrem com impactos, ciclos de carregamento e variações de tensão ao longo dos trabalhos em canteiros e os mais diversos locais.

A maioria das cargas nas quais as máquinas e equipamentos são submetidos advêm de cargas que variam com o tempo, não sendo necessariamente estáticas como antes citado. As falhas por fadiga muitas vezes ocorrem em valores não esperados, muito abaixo dos valores de resistência ao escoamento do material em análise, tornando assim a análise da falha por fadiga fundamental em quaisquer projetos envolvendo objetos que sofrem solicitações dinâmicas (NORTON, 2013).

O fenômeno da fadiga começou a ser observado por volta de 1800 com falhas de eixos ferroviários começaram a acontecer mesmo com cargas muito inferiores aos limites de resistência do material, e o aço mesmo sendo dúctil aparentava sofrer falha do tipo frágil, gerando inúmeros questionamentos por parte da engenharia da época, trazendo à tona uma realidade, dada a partir de estudos conclusivos algumas décadas após: número de ciclos de carga/descarga, tensões cíclicas atuantes e tempo na qual essa carga será submetida/retirada interfere na vida útil da peça, podendo levá-la à falhar mesmo em condições que estaticamente seriam improváveis (adaptado de NORTON, 2013).

Vale apontar que, segundo Dowling (1993), o custo anual da fadiga de materiais (tanto no setor de transportes, quanto de equipamentos e estruturas) custou para os EUA por volta de U\$100 bilhões de dólares, que representa algo em torno de 3% do PIB do país. Tais dados apontam o quão necessário torna-se os estudos voltados à prevenção de falhas para diminuição de custos aumento da segurança, incremento da disponibilidade e confiabilidade dos ativos em serviço.

As falhas por fadiga sempre se iniciam com uma pequena trinca que pode se fazer presente de duas formas distintas: na manufatura da peça e no desenvolvimento ao longo do tempo devido as mudanças cíclicas ao redor das concentrações de tensões. Tais trincas, muitas das vezes, se iniciam em entalhes ou concentradores de tensão (que são contornos geométricos que elevam a tensão localmente em um ponto), como visto na figura 2.12, assim como cantos vivos e descontinuidades que possam ser facilitadores para nucleação de trincas (NORTON, 2013).

A figura à esquerda representa a vista de um eixo com cantos vivos (canto com 90° em relação ao eixo central), que torna-se um concentrador de tensões, e a figura à direita representa o mesmo eixo com uma suavização de tais cantos, reduzindo o contorno abrupto que pode ser um fator prejudicial (NORTON, 2013).

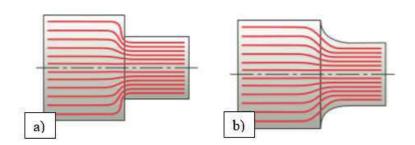


Figura 2.12. a) Vista de um eixo com canto vivo e fluxo de força desenhado em vermelho na peça. b) Vista de um mesmo eixo com canto vivo reduzido, por meio da suavização de contornos abruptos (Fonte: Norton, 2013).

Portanto, sempre que se visa reduzir tensões residuais, eliminar concentradores de tensões e geometrias que proporcionem um aumento na possibilidade de formação de trincas, naturalmente resulta na diminuição da probabilidade de falha por fadiga, aumentando a vida útil da peça e buscando chegar o mais próximo possível de uma vida virtualmente infinita (que caracteriza-se por uma vida útil com número extremamente alto de ciclos de carregamento ou até mesmo uma vida útil com ciclos tão grandes que passam a ser indeterminados), garantindo um bom desempenho da peça mesmo em serviços constantes (adaptado de NORTON, 2013).

A análise da falha por fadiga faz-se necessária na estrutura para garantir a avaliação concisa da mesma, permeando assim os três principais tipos de falha aplicáveis para a situação de serviço da estrutura em estudo, avaliando quais podem ter sido os fatores resultantes na quebra da peça, pois somente pela avaliação das características exclusivamente superficiais não podemos garantir um resultado conclusivo.

Partindo de tal fator, juntamente com a caracterização de dados referentes ao material, a nova geometria será simulada e garantirá um comparativo útil para avaliação da otimização da peça proposta.

É importante citar que em projetos otimizados de engenharia, visa-se dimensionar e projetar objetos cuja vida se aproximem de um número ilimitado de ciclos, denominado vida infinita da peça, onde os carregamentos cíclicos e o trabalho incessante com variações de tensão não causará a falha e consequente quebra da peça, garantindo que a mesma não sofrerá fratura com carregamentos geradores de tensão muito inferiores ao limite de escoamento (ou ponto de fratura, quando trata-se de materiais frágeis).

Quando se aborda a tensão em prol do número de ciclos em um projeto, busca-se manter as tensões abaixo do limite de fadiga, e mantendo-as abaixo dessa faixa, evita a falha para um número de reincidências de estresses na qual a peça fora submetida. A partir do projeto, a peça é dimensionada para resistir a esse limite de carga cíclico buscando assim reduzir as tensões em eventuais entalhes e concentradores de tensão para que o estágio crítico de nucleação da trinca nunca ocorra. A suposição (que consiste no objetivo principal do projeto) é que essas tensões e deformações locais mantenham-se sempre na zona elástica, não havendo escoamento e consequente propagação de trinca e ruptura do material alguns ciclos após (NORTON, 2013).

Em alguns tipos de materiais, existe uma zona de inflexão no gráfico Sf/Sut x N (resistência à fadiga corrigido/limite de ruptura em tração x número de ciclos), que tem por característica ser o ponto onde, para razões Sf/Sut abaixo daquela zona, o material não sofrerá mais com falhas por fadiga. Tal zona também é comumente conhecida como "joelho", e separa

a zona de ocorrência de falha por fadiga da zona em que as tensões variantes não provocarão tal falha, permitindo o trabalho ilimitado da peça, como exemplificado na figura 2.13 (NORTON, 2013):

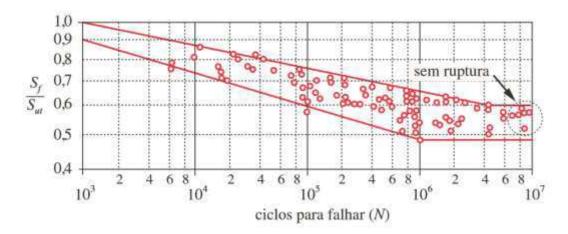


Figura 2.13. Gráfico Sf/Sut x N para aços forjados com limite de ruptura abaixo de 1.36 GPa (Fonte: Norton, 2013).

Onde é possível observar os pontos de inflexão (também denominados "joelhos"), onde abaixo deles a falha por fadiga não mais acontece, garantindo uma vida virtualmente ilimitada para a peça nas devidas condições de serviço, considerando que as tensões são periódicas e cíclicas.

Conforme mostrado, para alguns materiais, esse limite existe e permite que determinados projetos atinjam um resultado otimizado para um número de ciclos elevados baseado no limite de fadiga.

Vale reiterar que tal limite se trata de uma característica própria de alguns tipos de materiais, como muitos aços-liga, aços com baixo teor de carbono, determinados aços inoxidáveis, ferros, ligas de molibdênio, ligas de titânio e até mesmo alguns polímeros. Entretanto, materiais como alumínio, magnésio, cobre, ligas de níquel, outras classes de aços inoxidáveis, alguns gêneros de aços-liga e aços com alto teor de carbono não possuem tal limite, não apresentando a inflexão no gráfico, possuindo na sua curva Sf/Sut x N um decaimento que aumenta em função de N, apesar de, em determinadas ocasiões, classes de materiais apresentarem severas diminuições de inclinação para valores superiores à 10 milhões de ciclos (10⁷), como descrito por Norton (2013), que pode ser melhor entendido na demonstração presente na figura 2.14.

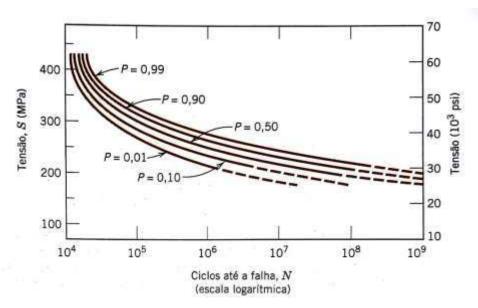


Figura 2.14. Gráfico S-N para uma liga de alumínio 7075-T6, representando inclusive a probabilidade de falha em múltiplas plotagens (Fonte: Callister, 2013).

Como dito anteriormente, é possível observar que em alguns materiais (no caso específico o alumínio 7075-T6) não possuem limite de falha, onde mesmo para tensões relativamente baixas a falha por fadiga continuará a ocorrer, mesmo considerando que o número de ciclos torna-se extremamente alto.

Os conceitos que permeiam a falha por fadiga são inúmeros, assim como sua aplicabilidade. Entretanto, deve-se atentar ao modelo no qual está se utilizando tal análise, pois, como descrito por Norton (2013), para máquinas e equipamentos de serviço (como no caso da escavadeira hidráulica) o comportamento da função de carga no tempo não é tão facilmente definido como em máquinas rotativas cujas tensões são periódicas e com variação estimada. Os dados para as medições e cálculos para avaliação da probabilidade de falha por fadiga advém de alguns testes empíricos e condições simuladas de serviço, gerando funções que não necessariamente são periódicas, mas que se adequam com uma aproximação boa das condições naturais de serviço, como pode ser visualizado na figura 2.15.

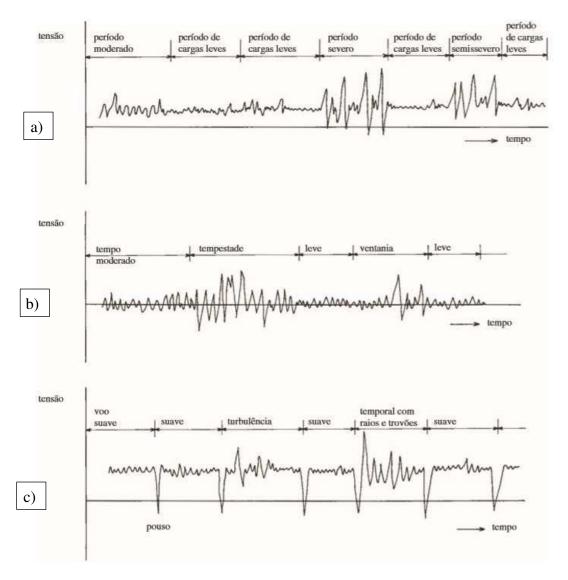


Figura 2.15. Gráfico tensão x tempo em três ocasiões, sendo: a) condição genérica, aplicável à alguns casos gerais de equipamentos de serviço, b) navios ou estruturas marítimas e c) aviões comerciais (Fonte: Norton, 2013).

Tais simulações permitem mensurar com maior precisão a vida útil estimada dos materiais avaliados, em detrimento do modelo tensão x número de ciclos anteriormente citado, garantindo assim a efetividade do resultado. Entretanto, há modelos para cálculo de resistência à fadiga (ou limite de fadiga teórica) que geram fatores de correção que podem ser obtidos precisamente, fornecendo assim o limite de resistência que o projetista deverá utilizar para garantir que a peça não sofrerá com tal fenômeno. São vários os fatores que interferem diretamente nessa estimativa, sendo eles a temperatura (também deve ser considerada a umidade e efeitos provenientes da corrosão), carregamento, tamanho da peça que está sendo projetada, efeitos superficiais (como o acabamento e concentradores de tensão) e a confiabilidade (que diz respeito à credibilidade dos dados que o projetista usará para o cálculo

da resistência à fadiga da peça projetada). Todos esses fatores em conjunto permitem uma avaliação concisa do limite de fadiga do material (NORTON, 2013).

Tais limites podem ser calculados a partir das equações 2.5 e 2.6:

$$S_e = C_{carreg} \times C_{tamanho} \times C_{superf} \times C_{temp} \times C_{conf} \times S_e, \quad (2.5)$$

$$S_f = C_{carreg} \times C_{tamanho} \times C_{superf} \times C_{temp} \times C_{conf} \times S_f, \quad (2.6)$$

Onde S_e e S_f são, respectivamente, o limite de fadiga corrigido e a resistência à fadiga corrigido, e são obtidos quase que igualmente através dos já citados coeficientes, sendo eles, em ordem, o de carregamento, tamanho, superfície, temperatura e confiabilidade. Os termos finais das equações são, respectivamente, o limite de fadiga não corrigido e resistência à fadiga não corrigido, sendo eles os valores de referência obtidos em testes envolvendo corpos de prova em ambientes controlados e com cargas padronizadas, e tal cálculo deve ser feito a fim de garantir uma modelagem correta para o estudo do objeto em particular, garantindo assim, o resultado otimizado da vida útil da peça que trabalha em condições dinâmicas.

2.7 Importância da Manutenção Mecânica para Prevenção de Falhas

Por se tratar de um termo autoexplicativo, a manutenção por si só já denota vários significados valiosos, como cuidado, conservação, correção, provisão, maneio, e indica, no caso da manutenção mecânica de linha pesada, que o equipamento em questão estará apto à serviço com o mínimo de tempo inerte, garantindo alta produtividade e confiabilidade do ativo em trabalho. Quando se diz que determinado equipamento (em específico uma escavadeira hidráulica) tem sua manutenção executada de forma adequada pressupõe-se que vários fatores são seguidos à risca e efetuados de forma planejada e por uma equipe qualificada. Dentre esses fatores, o mais básico a se seguir chama-se plano de manutenção, que segundo **Kardec (2010)** trata-se de uma estratégia previamente definida levando em consideração diversos fatores e aspectos do equipamento com intervalos definidos de tempo, característico da manutenção preventiva, que visa evitar falhas no equipamento e sua decorrente parada.

Em distinção à manutenção preventiva, a manutenção corretiva tem por solicitação duas situações: reparo (como o próprio nome induz) de falhas e defeitos do equipamento, onde as falhas constituem-se de quebra ou parada de determinada peça ou item do equipamento, já o defeito se traduz por uma inesperada perda de desempenho do equipamento ou potência de trabalho abaixo do padrão (Kardec, 2010) e o presente trabalho visa justamente eliminar as em situações envolvendo as escavadeiras hidráulicas modelo 210G/GLC da John Deere ocorridas em serviço para a empresa CCG- Construções e Terraplenagem, onde a estrutura de conexão (link) "H" lança-concha se partia em serviços padrão. Eliminando tal disfunção, garantirá um aumento na produtividade do ativo assim como redução das perdas por parada, mão de obra e disponibilidade do ativo.

A manutenção preventiva não é a classe mais atualizada de manutenção, existindo gêneros mais avançados, mas será o tipo de manutenção utilizada como pressuposto para as avaliações estruturais externas do equipamento escavadeira hidráulica no presente trabalho, pois adequa-se fundamentalmente à proposta do trabalho e garante um elevado resultado.

O manual da fabricante indica que todas as partes externas do equipamento devem ser inspecionadas à procura de eventuais trincas, rupturas, porosidades e incrustações diariamente, assim como, a cada 50 horas, instrui-se que devem ser avaliados os mancais, buchas, pinos, links de conexão, assim como eventual alinhamento dos mesmos, e a cada 1000 horas de serviço deve inspecionar de forma mais minuciosa os mecanismos de elevação, articulação e caçamba (esse último o alvo do estudo). A importância de se seguir determinados passos passa a ser melhor visualizada quando se analisa as decorrências negativas das não execuções, ou execuções incompletas, das determinações provenientes do plano de manutenção, onde a não avaliação das estruturas e checagem do alinhamento dos itens (muitas vezes o desalinhamento pode ser proveniente da montagem incorreta dos elementos) pode acarretar em tensões não planejadas em projeto, esforços nos quais a peça não foi dimensionada para tal, assim como consideração de uma eventual terceira dimensão no que antes era um deslocamento apenas em duas dimensões, acarretando em folgas, desgastes nos mancais e buchas, tensões residuais atípicas e até surgimento de trincas a danos superficiais que podem nuclear falhas e serem principiadores de fraturas.

Para melhor visualização das informações contidas nesse parágrafo, a figura 2.16 apresenta uma vista lateral do link de conexão, mostrando os movimentos esperados em serviço padrão, assim como o diagrama das reações esperadas em serviço, utilizadas prioritariamente

para dimensionamento do link de conexão lança-concha do tipo "H", utilizadas no modelo de escavadeira selecionado para estudo.

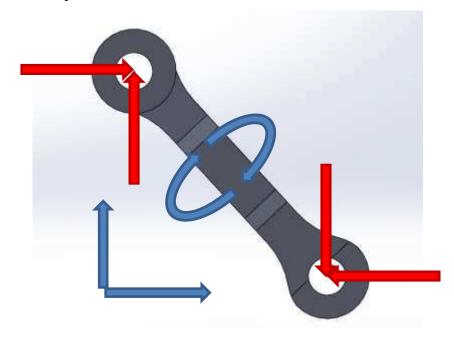


Figura 2.16. Vista lateral do link de conexão, onde as setas em azul representam os tipos de movimentos possíveis (translação e rotação) e as setas em vermelho representam as reações decompostas nas quais a peça é submetida em serviço.

As tensões não esperadas, mesmo que eventualmente de baixa intensidade, podem ocasionar em falhas graves, ruptura de itens e até mesmo acidentes. Uma simples avaliação visual macrográfica do aspecto superficial de uma peça, como indicado no manual do fabricante, pode prevenir uma quebra de peça, como descrito por Pelliccione et al (2014), onde em uma análise de falha de ruptura de uma talha, observou-se que a nucleação da trincas iniciouse numa zona adjacente à uma região superficialmente fibrosa, não característica da peça, que indicou uma deformação plástica proveniente de esmagamento em sua parte lateral, como pode ser observada na figura 2.17. A figura 2.18 demonstra as zonas fibrosa, radial e de cisalhamento na seção transversal, que mesmo superficialmente pode indicar a origem e o motivo da falha em um material.

Tal intempérie descrita por Pelliccione et al (2014), foi ocasionada por esforços não axiais, muito provavelmente provenientes de serviços distintos aos quais a talha foi projetada, indicando que a peça ergueu cargas que não estavam alinhadas, gerando esforços nos quais a talha não estava dimensionada para suportar.

A aparentemente simples e pequena trinca gerada na superfície foi a precursora da falha, indicando que a talha estava sendo utilizada para transportar cargas com esforços de flexão,

sendo que a peça só havia sido projetada para transporte de cargas verticalmente, ou seja, puramente axiais.

Correlacionando, tal falha demonstra a importância do processo de alinhamento e montagem de peças, conforme descrito nos manuais dos equipamentos, que garantirá assim o adequado desenvolvimento do equipamento sem a possibilidade inerente de falha por tais motivos.



Figura 2.17. Esmagamento lateral que ocorreu na talha, onde acarretou em deformação plástica onde indica um esforço de flexão cuja talha não havia sido dimensionada, nucleando uma trinca laterais, sendo a origem da falha (Fonte: Pelliccione et al, 2014).



Figura 2.18. Três zonas aparentes na fratura- zona fibrosa, zona radial e zona de cisalhamento (Fonte: Pelliccione et al, 2014).

Conforme descrito no último parágrafo, tais fatores com a realidade dos links de conexão das escavadeiras hidráulicas, faz-se estritamente necessário seguir-se as ordenações provenientes do plano de manutenção, onde além dos fatores de alinhamento e montagem, eventuais trincas superficiais e defeitos visualmente perceptíveis permitem indicar com antecedência uma eventual falha, evitando a necessidade da manutenção corretiva. A verificação e atenção para com o desempenho do mesmo pode prevenir que tensões para a qual a peça não foi dimensionada venham a surgir e acarretar em falhas e quebras do item em estudo.

Engenheiros sempre buscam, por meio de estudos voltados à confiabilidade da manutenção, que tais equipamentos não pausem os serviços planejados por conta de falhas e defeitos que danificam estruturas direta e indiretamente, visando sempre diminuir ou eliminar a chance de acidentes e reduzir os custos não planejados dentro de planejamentos de serviços.

2.8 Simulação Computacional e Análise por Elementos Finitos

Como o objetivo final do trabalho resume-se em propor uma nova geometria para a estrutura de conexão lança-concha "H" para escavadeiras hidráulicas do modelo 210G/GLC da John Deere, torna-se fundamental a dissertação à respeito de métodos computacionais de análise e simulação, assim como a abordagem sobre elementos finitos e uma breve descrição do software que será utilizado para desenho e simulação das condições de serviço da estrutura em questão (Solidworks, que consiste em um software CAD e CAE).

Em geometrias simples e situações menos complexas, cálculos analíticos e soluções clássicas de análise são suficientes para resolução de problemas que envolvem determinadas avaliações comportamentais sobre a reação de projetos às situações impostas, garantindo um bom diagnóstico das tensões atuantes e deflexões que a peça apresentará. Entretanto, para geometrias mais complexas (muitos componentes de máquinas e equipamentos se enquadram nessa classe) o cálculo das tensões atuantes e deflexões resultantes se torna extremamente complexa ou até mesmo impossível de ser feito pelo método analítico, sendo necessário o uso e/ou auxílio de softwares de simulação computacional que utilizam o método dos elementos finitos para tal finalidade (NORTON, 2013), e comparações entre estruturas pode ser visto na figura 2.19, onde representa uma estrutura menos complexa, que é possível avaliar os esforços atuantes e a respectiva deflexão da forma clássica analítica, e já a figura 2.20 demonstra uma

estrutura geometricamente mais complexa, onde o uso de simulações computacionais se faz estritamente necessário para descoberta de tais dados.

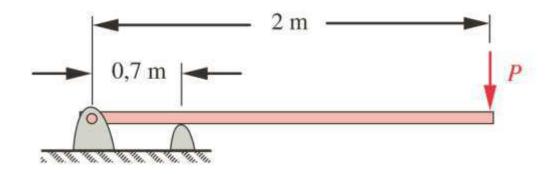


Figura 2.19. Viga biapoiada com carga pontual P em sua extremidade (Norton, 2013).

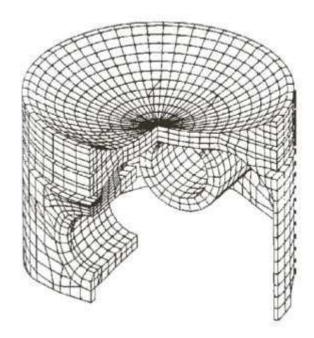


Figura 2.20. Pistão de um motor após geração de malha pelo método dos elementos finitos (Norton, 2013).

O conceito da análise pelo método dos elementos finitos (FEA) é relativamente simples, mas os cálculos que o acompanham não são, entretanto o FEA tornou-se consideravelmente fácil de se usar, devido a disponibilidade de softwares comerciais de análise, muitos dos quais possuem interface com diversos tipos de modelagem e desenho computacional (CAD), onde o

uso dos mesmos torna muito fácil a obtenção de resultados, conforme descrito por Norton (2013).

Antes de entrar puramente no escopo dos elementos finitos, densidade e refinamento de malha, testes de convergência e tipos de elementos, é interessante descrever como tal método é utilizado para cálculo das tensões e deformações nas peças simuladas, e esse método é retratado por Norton (2013) como a divisão de um componente (peça) em um número finito de elementos discretos conectados pelos chamados "nós" (malha), onde pode-se obter aproximações das tensões e deformações ao longo do objeto, em qualquer parte do mesmo, para um dado conjunto de condições de contorno e cargas aplicadas em alguns dos nós da estrutura, levando em consideração que as tensões decorrentes de tal carga variam através do contínuo do componente.

O princípio trivial para cálculos de tensões e deformações pelo método dos elementos finitos envolve matrizes de uso de cálculos na forma matricial, onde basicamente podem ser representados pela equação 2.7:

$$[K].{D}={F}$$
 (2.7)

Onde o elemento [K] representa a matriz de rigidez do material, que leva em consideração características e propriedades do mesmo, {D} se refere ao deslocamento, também chamado de deslocamento nodal e o componente {F} representa as forças internas (ou externas) aplicadas ao elemento, que será continuamente nó por nó, elemento por elemento, até que toda estrutura seja avaliada e seja possível assim, captar as tensões e deformações das peças ao longo de toda estrutura (adaptado de Norton, 2013). Um exemplo de geração de malha com visualização de forças aplicadas em nós para cálculo das tensões e deslocamentos gerados no contínuo da peça pode ser visto na figura 2.21:

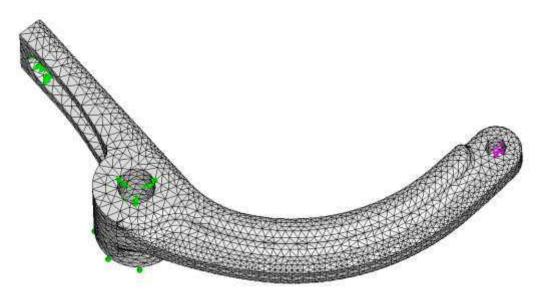


Figura 2.21. Braço de freio de uma bicicleta com geração de malha automática com refinamento em zonas de maior concentração de limitações/tensões

Após isso, para garantir a resolução de umas das questões, permitindo assim o cálculo para rigidez do material para os deslocamentos conhecidos, e, após isso, poderão ser encontradas as forças internas que variam através de cada um de nós, conforme descrito por Norton (2013). Entretanto, em situações específicas (como o do braço de freio de bicicletas, por exemplo) torna-se bem complexo calcular analiticamente os valores em toda sua estrutura, onde, como visto no exemplo da figura anterior, 49.956 nós foram gerados após geração de malha, refinamento e testes de convergência da mesma (onde serão melhor descritos ainda nesse tópico). É sensato dizer que as condições de trabalho analisadas e devidamente delimitadas devem obrigatoriamente serem colocadas em pauta para descrição exata de como o objeto em análise trabalha, analisando suas reações e tipos de fixação para que não haja erros grosseiros na simulação.

Após os deslocamentos terem sidos encontrados, de acordo com Norton (2013), as forças internas são calculadas no software, e o resultado dessas forças auxilia no cálculo das reações. Em seguida as deformações são calculadas derivando os deslocamentos e as tensões são calculadas a partir dessas deformações e das propriedades do material (essa última sendo um grande alvo da metodologia para que possa descrevê-las com sucesso, resultando em uma simulação eficiente e bem próxima do real). Muitos softwares de simulação possuem pósprocessadores que mostrarão também as tensões principais e tensões equivalentes de von Mises, bem como deformações e deslocamentos na peça, onde tal análise torna-se interessante pelo fato de todas as plotagens serem úteis para a avaliação do projetista, pois as tensões principais

representam basicamente tensões normais à um plano arbitrário selecionado onde as tensões de cisalhamento serão nulas, e os elementos de tensão analisados sofrerão de esforços puramente trativos ou compressivos, e tal definição pode ser visualizada na figura 2.22.

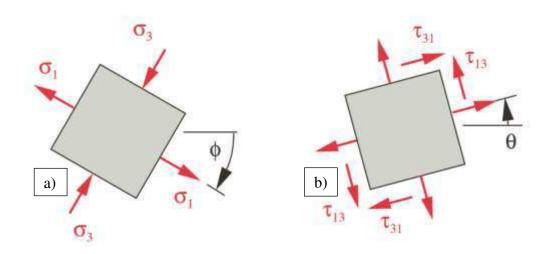


Figura 2.22. a) Elemento de tensão bidimensional sob tensões principais e b) elemento sob tensões de cisalhamento e principais (Fonte: Norton).

Já as tensões equivalentes de von Mises são as mais frequentemente usadas por conta da sua precisão e amplitude, pois utiliza combinações de tensões para definir uma resultante que representaria essa junção de tensões. Basicamente, a tensão equivalente de von Mises (visto na equação 2.8) é representada como a tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação das atuais tensões aplicadas (NORTON, 2013).

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_2 \sigma_3 - \sigma_1 \sigma_3}$$
 (2.8)

Onde tais tensões consistem nas atuantes em um plano tridimensional, como pode ser, de forma sucinta, demonstrada na figura 2.23.

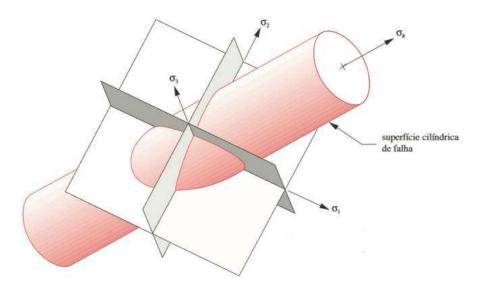


Figura 2.23. Vista da superfície cilíndrica de falha passando pelos três planos principais e as tensões respectivas (Norton, 2013).

De forma sucinta, as deformações fornecem ao projetista dados informativos para avaliação estrutural, onde pode ser verificado se determinada estrutura está dentro dos limites de deslocamento permitidos para aquela situação, assim como permite que ele avalie se deve redimensioná-la ou não, e as tensões permitirão que o projetista verifique se o material estará somente trabalhando em sua zona elástica, se sofrerá com o escoamento e em consequência uma deformação plástica ou até mesmo um eventual rompimento da peça, permitindo assim que o mesmo verifique se há necessidade do uso de um outro material com diferentes propriedades mecânicas ou uma alteração na estrutura será necessária, que esses últimos dizeres se referem exatamente ao objetivo principal do presente trabalho.

Voltando ao escopo da simulação computacional e análise por elementos finito, veremos de forma bem breve as informações mais necessárias para um maior entendimento do processo no momento de inserção de dados e avaliação de resultados provenientes do software que será utilizado, o Solidworks 2016.

Começaremos pelos tipos de elementos, que podem ser de uma, duas ou três dimensões (linha, área e volume), cada um com uma possibilidade de uso em específico, e quanto menor a ordem do elemento (respectivo à ordem citada no começo do parágrafo) menor o poder de processamento exigido do computador no qual será feito o teste.

As dimensões dos elementos também interferem no resultado e tempo de processamento, onde são divididos em grupos de uma, duas e três dimensões. Cada um desses grupos definirá quantos graus de liberdade (GDL) cada nó do elemento terá. Cada elemento terá uma

característica própria, onde elementos de linha (1-D) só podem transmitir força de forma unidimensional, não podendo suportar momento nos nós. Já um elemento 2-D pode representar uma estrutura com momento e força em duas direções. Os elementos 3-D possuem 6 GDL, e podem suportar a representação de torques, forças nas três direções (NORTON, 2013).

A representação dos elementos citados nos últimos 2 parágrafos está exibida na figura 2.24.

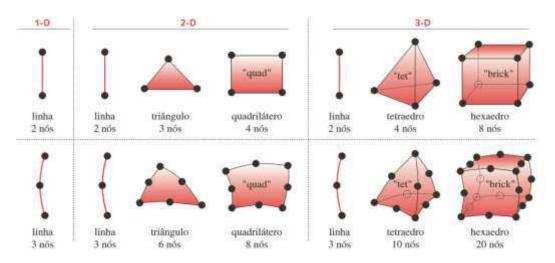


Figura 2.24. Alguns dos elementos finitos mais comuns, representados por dimensão e linearização (Norton, 2013).

A ordem dos elementos alterará também o resultado da simulação, onde elementos de alta ordem podem ser usados em contornos curvos, para representar curvaturas e contornos mais complexos e trabalhar com gradientes de tensão mais altos. Eventuais refinamentos de malha tornam-se necessários para avaliar se os resultados se encontram perto do real, e existem dois tipos utilizados pelos programas comerciais de FEA, chamados de refino h-adaptativo e p-adaptativo, respectivamente. O refino h-adaptativo é comumente utilizado e, em geral, a ordem do elemento é limitada à segunda ordem. O refinamento da malha deve ser usado para aumentar o número e reduzir o tamanho dos elementos nas regiões próximas aos maiores gradientes de tensões. O refino p-adaptativo permite que a ordem do polinômio interpolador dos elementos possa ser aumentada até nove ou mais, de forma a capturar as variações locais da tensão. O refino p-adaptativo permite que os elementos sejam maiores e em menor quantidade do que os elementos utilizados no refino h-adaptativo, para o mesmo tipo de problema. Eles também podem se adaptar melhor, aos componentes de formas complexas, devido ao uso de funções interpoladoras de alta ordem (NORTON, 2013).

A razão de aspecto também é um fator em levar em consideração no momento da simulação, e pode ser controlada na maioria dos softwares, e diz respeito à divisão o comprimento do lado mais longo pelo lado mais curto. Uma razão de aspecto menor que 5:1 é preferível para elementos no refino h-adaptativo, muito embora elementos com refino p-adaptativo permitam razões de até 20:1. Se a forma do elemento difere muito da sua forma básica, erros serão introduzidos (NORTON, 2013).

O último conceito apresentado será o de refino e convergência de malha, pois trata-se de um método que avalia se o resultado das tensões geradas está chegando próximas o bastante do valor real, baseada no refino da malha com novos valores gerados por esse refinamento. Caso a diferença entre valores for grande, isso indica que a malha anteriormente usada ainda é muito grosseira para avaliar a simulação atual. Tal variação de tensão em função da malha pode ser melhor visualizado na figura 2.25.

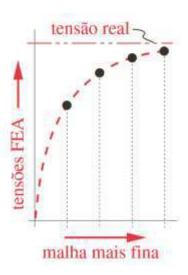


Figura 2.25. Refinamento de malha e seus resultados, onde os mesmos tendem a se aproximar do valor real quando sofrem um aperfeiçoamento (Norton, 2013).

Sendo assim, a solução computacional se aproximará bastante da solução real, podendo assim representar consistentemente os resultados que o projeto em questão sofrerá em serviço.

3 METODOLOGIA

A metodologia utilizada para o desenvolvimento deste projeto fundamenta-se em assinalar os principais indicadores necessários para o objetivo principal do projeto, que consiste em projetar um link de conexão lança-concha do tipo "H" otimizado para o modelo já descrito 210G/GLC da John Deere. Tais indicadores consistem em procedimentos estruturados e graduais que podem ser organizados nos seguintes passos: a análise do material do link que falhou em operação (falha essa que se repetiu inúmeras vezes em máquinas do mesmo modelo ou em modelos similares da fabricante), permeando não somente uma como várias possibilidades de falha em simulação, destacando que sempre serão levados em conta fatores críticos para modelagem do projeto da nova estrutura. A análise do material removido da peça que falhou fornecerá dados suficientes para inserção no software Solidworks para simulação comparativa entre a estrutura original e a estrutura otimizada, garantindo informações técnicas e resultados suficientes para avaliar o tipo de material, sua resistência à tração, impacto, dureza superficial, assim como classe e características microgranulares, unindo assim dados extremamente valorosos para se compreender com exatidão quais seriam os aspectos críticos a serem tomados no momento da seleção do material para nova geometria para simulação computacional. Em conseguinte, a descrição das cargas envolvidas no projeto, ângulos de aplicação, magnitudes e tipos de análise (estáticas ou dinâmicas), seguido por último do projeto da peça via software, utilizando todos os dados provenientes das análises outrora citadas, seleção do material e simulação computacional nas condições críticas de trabalho, verificando e garantindo via testes computacionais a validade da nova geometria proposta.

Algumas premissas serão estabelecidas com auxílio do manual técnico da escavadeira, usando dados referência padrão, como dimensões dos pinos, mancais, distância entre conexões, dimensões de referência da estrutura padrão (que permitirá, por exemplo, mensurar o momento de inércia da menor seção transversal) que serão empregadas como forma restritiva de análise. Após a última fase, que consiste no projeto da versão final do link tipo "H" otimizado, serão avaliados parâmetros de peso, usinabilidade, durabilidade e preço, destacando se o mesmo é viável para eventuais aplicações não somente acadêmicas.

De forma contextualizada o presente trabalho visa demonstrar como uma análise de engenharia voltada à possibilidades de falha da estrutura em questão e a proposição de projeto otimizado, que pode ser executado analisando uma situação real de uma escavadeira hidráulica

onde parte de sua estrutura veio a falhar, analisando o material da estrutura via testes destrutivos e não destrutivos que permitem induzir qual a classe do material e baseado em literaturas extensas o bastante possibilita identificar as características e propriedades desse material, avaliando se há eventuais outros tipos de ligas, aços ou ferros fundidos que respondam adequadamente à tais solicitações, verificando também uma nova geometria e o quanto o dimensionamento pode interferir na resistência às aplicações de esforços da escavadeira em serviços (tanto serviços-padrão quanto trabalhos em situações críticas de elevados ciclos), propondo assim uma estrutura otimizada que fora validada via software de simulação e dimensionada baseada em todos os levantamentos de material, falha e esforços feitos até então.

O atual trabalho pode ser considerado um caso prático, um estudo aplicado, pois visa gerar conhecimentos em diversas áreas da engenharia, tanto para entendimento dos possíveis problemas-raiz até a proposição de uma solução, permeando assuntos como engenharia dos materiais, análises de falhas mecânicas, resistência dos materiais, simulação computacional, manutenção e projeto de máquinas. As coletas dos dados que nesse capítulo serão mostrados foram obtidos com auxílio do laboratório de ensaio mecânicos e metalográficos (LABEMM) da UEMA, informações provenientes do manual técnico da escavadeira hidráulica modelo 210G/GLC (John Deere), EMANI- Empresa de Manutenção Industrial por meio do auxílio para usinagem e acabamento das peças e CCG-Construções e Terraplenagem com a doação de 2 estruturas de conexão da escavadeira assim como fornecimento de dados de histórico de falhas e de manutenção das escavadeiras utilizadas para estudo.

Os principais passos para a execução do presente trabalho podem ser visualizados na figura 3.1, a partir do diagrama descrito:

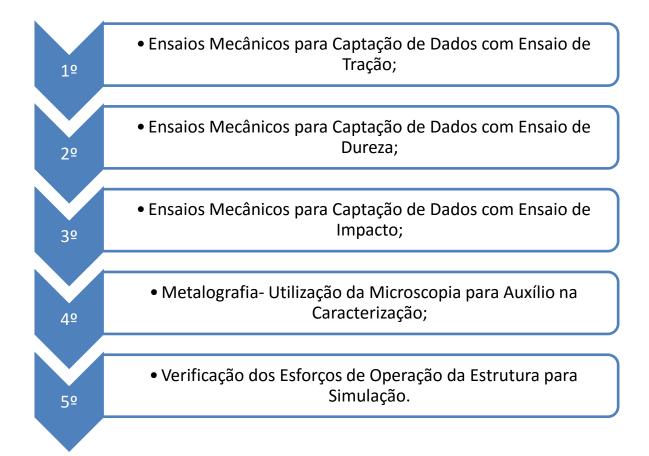


Figura 3.1. Passo a passo da metodologia utilizada para levantamento dos dados acerca da estrutura.

Após tal sequência, será avaliado a vida útil e a resposta da estrutura às tensões críticas de serviço e serão propostos dois novos modelos de estrutura com respectivos novos materiais e os mesmos serão avaliados nas mesmas condições de serviço para comparação dos resultados e otimização da estrutura.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Primeiros Resultados Obtidos

Os primeiros resultados obtidos foram produto dos ensaios mecânicos, levantamentos, cálculos, processos e análises decorrentes dos experimentos citados nos capítulos anteriores. A partir de agora, tais resultados serão utilizados como comparativo para avaliar qual classe de material é utilizado originalmente na estrutura de conexão "H", assim como suas propriedades e características para que, em seguida, um novo modelo seja proposto, utilizando uma nova geometria de peça e novo material para a mesma.

4.2 Caracterização do Material por Meio da Microestrutura

Para levantamento das características e propriedades do material em estudo no presente trabalho caracteriza-se pela análise metalográfica do material, para permitir assim que comparativos sejam feitos e induzam assim à qual tipo de ferro fundido a estrutura é feita, permitindo que a mesma seja simulada em trabalho para avaliar como o link de conexão se comporta originalmente, garantindo assim que no projeto da peça, dados comparativos serão gerados para indicar quais processos de otimização serão feitos (edição de geometria, material, remoção de volume, redução de cantos vivos).

A metalografia se torna desejável quando necessita-se examinar os elementos estruturais de um dado material. Tais estruturas são microscópicas e não podem ser verificadas à olho nu, necessitando do auxílio de microscópios para análise concisa dessas microestrutura, que permitirá avaliar a amostra policristalina fornecendo características estruturais importantes para a caracterização do material (CALLISTER, 2013).

O exame microscópico é uma ferramenta extremamente útil nessa caracterização e no estudo dos materiais, e suas aplicações são inúmeras, conforme descrito por Callister (2013), como para associar propriedades mecânicas e estrutura para fins comparativos e de relação (uma vez que as mesmas foram estabelecidas), projetar ligas com novas combinações de

propriedades, determinar se um tratamento térmico foi feito de forma correta ou até mesmo checar um tipo de fratura mecânica, dentre vários outros.

Na atual pesquisa, o foco da microscopia foi a associação das propriedades mecânicas com a estrutura, para garantir que as mesmas estão convergindo para a mesma resposta e mesma classe de material.

Para a análise metalográfica, foram cortados pedaços bem pequenos do link de conexão, apenas o suficiente para o procedimento padrão de metalografia, os mesmos foram embutidos utilizando-se baquelite preto em pó para embutimento metalográfico (resina fenólica), numa embutidora metalográfica mostrada na figura 4.1:



Figura 4.1. Equipamento utilizado para embutimento das amostras.

Após o embutimento de todas as amostras- no sentido transversal, sentido longitudinal, sentido transversal próximo à falha, sentido longitudinal próximo a falha e em um sentido à 45° (totalizando 5 amostras embutidas para teste), as peças foram submetidas à um lixamento na seguinte ordem de lixas: #100, #220, #360, #600, #800 e #1200 através no procedimento convencional, sempre alternando a orientação do lixamento da superfície para orientação granular. Passado por todo o procedimento, as peças eram secadas, polidas e feito o acabamento com suspensão de alumina $N^{\circ}4 - 1~\mu m$ e pano para polimento apropriado.

Sucessivo a isso, as peças foram atacadas em Nital à 2% de concentração, em faixas de 12 à 25 segundos para revelar a estrutura. Em seguida a peça era lavada em água corrente, secada com auxílio de um soprador térmico e posicionada no microscópio ótico.

Após todo o procedimento ser seguido, foram obtidas as seguintes imagens, provenientes do microscópio ótico, vistas na figura 4.2 e figura 4.3:

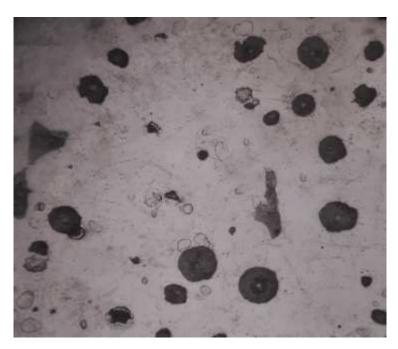


Figura 4.2. Aspecto do material após metalografia, no sentido transversal da peça, com ampliação de 1000x.



Figura 4.3. Aspecto do material após metalografia, no sentido longitudinal da peça, ampliação de 1000x.

Tais metalografias revelaram o aspecto do material, que então identifica que o mesmo se enquadra na classe dos ferros fundidos nodulares (dúcteis), pois é possível identificar duas fases, conforme descrito por Callister (2013), onde a fase esbranquiçada onde encontra-se a ferrita, e as fases esferoidais na cor preta, que são constituídas por grafitas. Tal característica enquadra o material perfeitamente na classe dos ferros fundidos nodulares. Vale ainda a pena citar que o mesmo, devido tais características granulares, possui ductilidade superior à maioria dos outros ferros fundidos, possui boa usinabilidade e estabilidade dimensional, possui ótima resistência à tração, assim como resistência ao escoamento, é comumente utilizado em máquinas sujeitas à choque e máquinas operatrizes, conforme descrito em Pasifer (2016), o que destaca ainda mais o pressuposto da classe do material caracterizado. O nome nodular, segundo Norton (2013), vem do fato de suas partículas possuírem formas esféricas, sendo mais tenaz, resistente e dúctil do que o ferro fundido cinzento, por exemplo, além de serem comumente usados em máquinas e equipamentos sujeitos à fadiga.

É possível avaliar, por todos os dados obtidos até então, que o material se enquadra na classe dos ferros fundidos (aspecto da falha, limite de resistência em tração, limite de escoamento, tenacidade, dureza superficial, alongamento, resistência ao impacto e aspecto granular do material, visto no microscópio), onde no tópico referente aos resultados, tais aspectos serão comparados com os presentes na literatura para convergência dos dados e verificação do tipo exato de ferro fundido que tal material se adequa, para, a partir daí, todos os dados necessários serem embutidos no software Solidworks para simulação comportamental do link sob esforços em serviço.

A partir dos dados obtidos, podemos convergir para uma classe em específico de material, garantindo que as informações captadas apontam para um tipo de material que possa ser encontrado na vasta literatura sobre o assunto, possibilitando a análise comparativa e o levantamento dos demais dados necessários para análise de possíveis materiais substitutos para a otimização e as propriedades fundamentais para a simulação via software, também com intuito comparativo entre a estrutura original e a estrutura proposta.

Os dados resultam que o material da estrutura original consiste em uma classe de ferro fundido, o ferro fundido nodular, onde sua formação, conforme já descrito no capítulo 2, é proveniente de fundição, com resfriamento lento, conforme pode ser visualizado na figura 4.4.

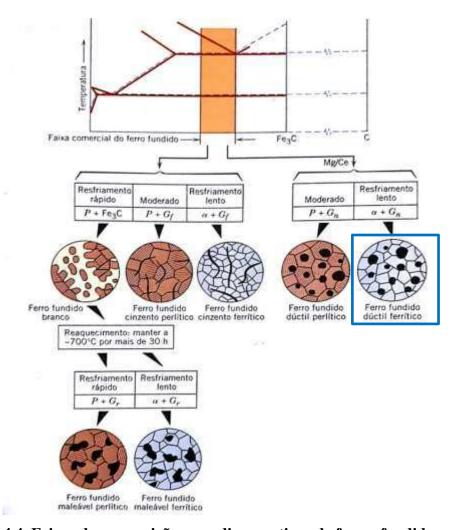


Figura 4.4. Faixas de composição para diversos tipos de ferros fundidos, com o ferro fundido nodular dúctil em destaque (Callister, 2013).

Onde, por meio do gráfico presente na figura 4.4, é possível visualizar que o ferro fundido nodular (dúctil) possui uma concentração de carbono (grafita, no caso), que flutua em torno de 2,14% e 4,2% em peso, mas na prática, esse intervalo gira em torno de 3% a 4,5%. Tais materiais são comumente usados para construção de estruturas complexas ou que necessitam ser fundidas com facilidade, pois tais ferros fundidos tornam-se completamente líquidos com temperaturas acima de 1150°, consideravelmente mais baixos que as temperaturas de fundição de alguns aços e ligas (adaptado de Callister, 2013).

Um comparativo entre a estrutura granular encontrada na literatura e a estrutura obtida após a metalografia descrita na metodologia do presente trabalho, pode ser vista na figura 4.5, onde a estrutura muito se assemelha à já dita, ou seja, o material da estrutura consiste em um ferro fundido nodular, dúctil, com matriz ferrítica.

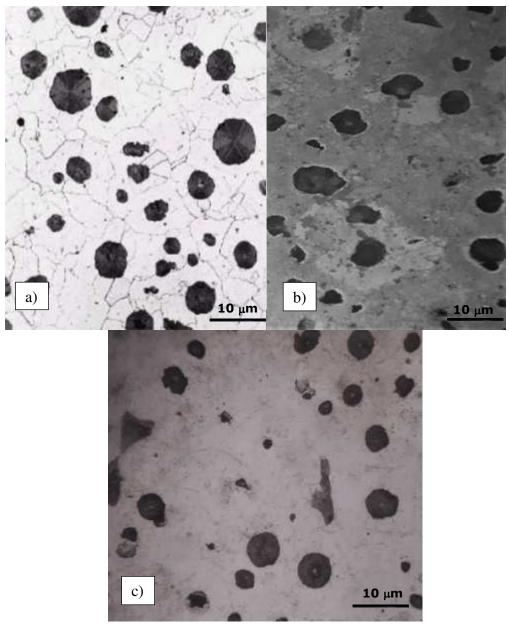


Figura 4.5. Metalografias de ferro fundido nodular, a) encontrada na literatura (adaptado de CALLISTER, 2013), b) metalografia na transversal da peça, 500x, c) metalografia na transversal da peça, 1000x.

O que converge para um resultado satisfatório, já que comumente os ferros fundidos nodulares são utilizados em componentes de máquinas de alta resistência, e são materiais que possuem uma alta ductilidade se comparado as demais classes de ferro fundido, como descrito por Callister (2013), além de possuírem bom amortecimento de vibrações, choques e impactos no geral, utilizados comumente para peças de equipamentos por possuírem alto módulo de elasticidade, minimizando deflexões corriqueiras dos serviços, como descrito por Norton (2013).

4.3 Identificação do Material por Meio das Propriedades Mecânicas

Para caracterização do material e levantamento das suas propriedades mecânicas, o primeiro ensaio mecânico feito foi o de tração, sendo esse indispensável para análise do material no qual está sendo feito o estudo- em específico o material do link de conexão original da escavadeira. Dados fundamentais para se analisar as propriedades mecânicas do item serão obtidos nesse tópico, demonstrando topo o procedimento realizado assim como a precisão e os resultados dos mesmos. Informações como limite de resistência à tração, limite de escoamento, limite de ruptura, tenacidade e módulo de elasticidade do material serão obtidos. Com tais dados, já será mais facilmente indicado qual tipo de ferro fundido, aço ligado ou aço carbono que a peça é feita, aumentando assim a veracidade da análise da falha, assim como permitindo que as futuras simulações indiquem se esse material é o melhor indicado para as situações críticas de serviço, garantindo que após as simulações seja possível executar determinadas comparações acerca de tensão, deformação e fadiga do material sob condições severas de trabalho.

Reiterando o que o tópico induz, o primeiro teste realizado foi o de tração, e conforme descrito por Callister (2013), trata-se de um dos ensaios mecânicos de tensão-deformação mais comumente empregados, e com tal teste permite-se adquirir diversos dados técnicos importantes para projetos. O teste consiste em deformar uma amostra, geralmente até sua fratura, por uma carga de tração que é aumentada gradativamente e é aplicada uniaxialmente ao longo do eixo (ou seção transversal, no caso do presente trabalho) do corpo de prova. Um novo exemplo de gráfico de tensão deformação pode ser visualizado na figura 4.6:

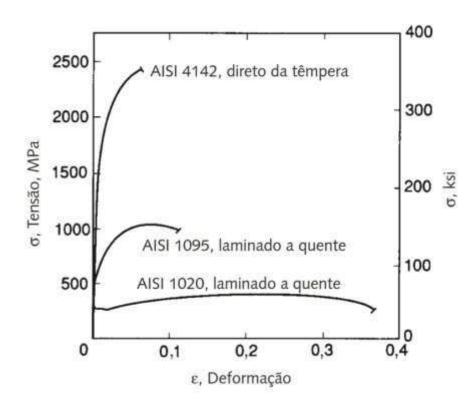


Figura 4.6. Gráfico Tensão x Deformação para três ligas de aço (Fonte: Norton, 2013).

A máquina é projetada para deformar a peça com uma taxa constante, ao mesmo tempo que mede contínua e simultaneamente a carga instantânea que está sendo aplicada e os alongamentos resultantes. Tal ensaio é caracterizado como destrutivo pois a peça deforma-se permanentemente e, em muitos casos, rompe-se (CALLISTER, 2013).

Os corpos de prova utilizados respeitam uma diretriz, que no caso do presente trabalho, a utilizada é a norma ASTM A370-12a, onde a melhor geometria encontrada que enquadra-se nas dimensões da peça analisada e mais facilmente usinável, foram as descritas na figura 4.7, onde foram usinadas 6 dessas peças, conforme descrito na norma citada.

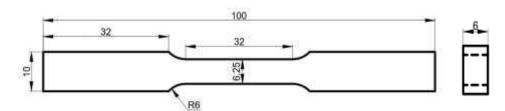


Figura 4.7. Dimensões, em milímetros, dos corpos de prova usinados.

A partir do dimensionamento, os corpos de prova foram removidos, usinados e feito o acabamento dos mesmos. As peças foram removidas tanto no sentido transversal quanto no sentido longitudinal do material (como mostrado na figura 4.8) para que pudesse ser avaliado nos testes de tração se o material é isotrópico, que conforme descrito por Norton (2013), caracteriza-se por propriedades mecânicas independentes da orientação ou direção do material, ou seja, se o material possui a mesma resistência mecânica (por exemplo) tanto no sentido da largura quanto no sentido do comprimento da peça. Tal análise torna-se importante para garantir maiores informações acerca da propriedade do material em estudo, pois em alguns casos o material resiste às tensões de formas diferentes dependendo do sentido de inserção da carga, sendo assim considerados anisotrópicos, que segundo Norton (2013), são materiais que não possuem plano de simetria das propriedades mecânicas.

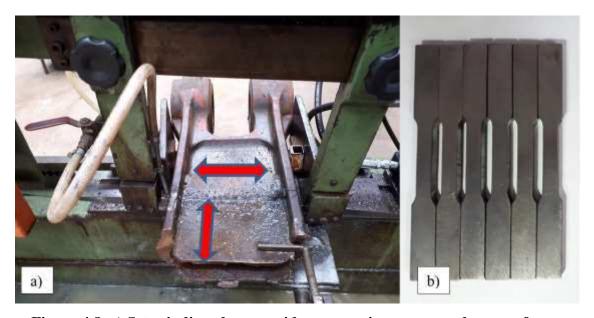


Figura 4.8. a) Setas indicando os sentidos nos quais aos corpos de prova foram extraídos e b) mostrando os corpos de prova após a usinagem.

A partir da usinagem das peças conforme descrito, os corpos de prova foram posicionados no equipamento de tração no LABEMM, localizado no NUTENGE- UEMA. O equipamento utilizado trata-se de um EMIC, MODELO DL10000/700, NÚMERO DE ORDEM 8680 E NÚMERO DE SÉRIE 247, exposto na figura 4.9, que tem por capacidade máxima 100 kN de força. Após posicionados, os corpos de prova foram acoplados com suas extremidades nas garras de tração, ficando apenas o comprimento útil fora das mesmas, conforme visto na figura 4.10.



Figura 4.9. Garras de tração da máquina de ensaio modelo DL10000/700 da EMIC (Fonte: www.emic.com.br/Produtos+Mais/2/9).

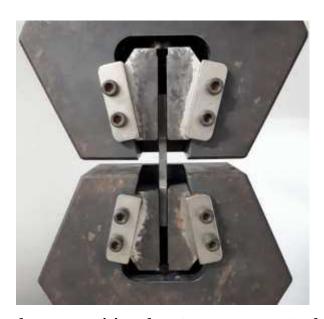
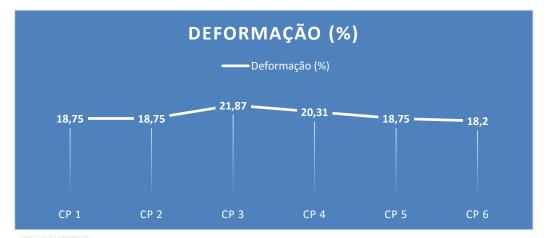


Figura 4.10. Corpo de prova posicionado entre as garras antes do início do teste de tração.

Ao ser devidamente posicionado e fixado, os corpos de prova começam a ser tracionados pela movimentação do travessão móvel, com aumento de carga constante. Conforme mencionado anteriormente, todos os dados de deflexão e tensão são registrados (geralmente por um computador conectado à máquina), e são obtidas informações acerca do material, registradas em algum arquivo (no caso desse teste em específico foi registrado em um .pdf com todas as informações obtidas- tensão máxima, força máxima, deformação percentual e suas

respectivas médias, medianas, desvios padrão, coeficientes de variação, mínimos e máximos, conforme observado na figura 4.11:

Corpo de	Largura	Espessura	Comprimento	Area	Força	Tensão
Prova	(mm)	(mm)	Base (mm)	(mm2)	Máxima (N)	Máxima (MPa)
		823	Supplied to	2000	onepolytako	o blanck
CP 1	6.10	6.30	32.00	38.43	17004.54	442.48
CP 2	6.00	6.20	32.00	37.20	17195.77	462.25
CP 3	6.35	6.10	32.00	38.74	17819.65	460.04
CP4	6.20	6.10	32.00	37.82	17415.23	460.48
CP 5	6.20	6.10	32.00	37.82	18130.02	479.38
CP 6	6.20	6.10	32.00	37.82	18271.10	483.11
Número CPs	6	6	6	6	6	6
Média	6.175	6.150	32.00	37.97	17640	464.6
Mediana	6.200	6.100	32.00	37.82	17620	461.4
Desv.Padrão	0.1173	0.08367	0.0000	0.5399	514.3	14.79
Coef.Var.(%)	1.899	1,360	0.0000	1.422	2.915	3.183
Mínimo	6.000	6.100	32.00	37.20	17000	442.5
Máximo	6.350	6.300	32.00	38.74	18270	483.1



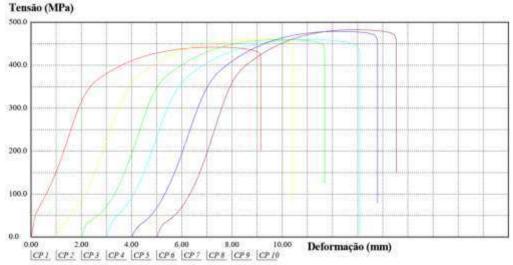


Figura 4.11. Dados obtidos após o teste de tração nos 6 corpos de prova.

Após a coleta dos dados, novas informações serão obtidas a partir das plotagens expostas na figura anterior. Conforme descrito no tópico 2.4 do presente trabalho, o cálculo da área abaixo da curva nos permite obter a tenacidade do material, utilizando a equação 4.1. Por ser de difícil encontro nas literaturas uma tabela comparativa de tenacidades de material para comparação entre a área do gráfico plotado e valores de literatura, será introduzida uma nova equação para cálculo da tenacidade do material, permitindo obter tal informação usando o limite de resistência do material e o alongamento do mesmo. Segue a equação 4.1, para cálculo da tenacidade de materiais frágeis:

$$U_t = \frac{(\sigma_{LRT} + \sigma_{esc})}{2} * \in_{frat}$$
 (4.1)

Onde σ_{LRT} representa a tensão de ruptura do material, σ_{esc} o limite de escoamento e \in_{frat} o alongamento até a fratura. Segundo dados obtidos via teste, o limite de ruptura do material foi aproximadamente 464,6 MPa, 310 MPa o limite de escoamento e o alongamento até a fratura foi de aproximadamente 0,19 mm/mm (19%). Logo, a tenacidade do presente material, calculado via ensaio de tração, foi igual à 72 MJ/m³ (unidade de tenacidade é comumente representada por J/m³).

Antes de descrever o restante dos dados obtidos por meio do ensaio, torna-se interessante mostrar os aspectos das fraturas após o rompimento dos corpos de prova, que são característicos de materiais frágeis, com baixa deformação, onde a trinca (na maior parte dos testes) não sofreu alguma inclinação (e segundo Garcia (2012), mesmo que as apresentasse, haveria uma magnitude de 45° e também sem deformação, que permanece sendo característico de materiais frágeis, como o ferro fundido), mas com uma certa ductilidade, como os ferros fundidos nodulares, conforme visto na figura 4.12, e os corpos de prova sofreram alongamento considerável, apesar de pouco, se comparado ao seu tamanho original, conforme visualizado na figura 4.13, sendo essas características próprias de materiais frágeis, conforme descrito por Garcia (2012). Além desses fatores descritos, o aspecto visual da fratura é poroso, fibroso, sem deformação apreciável, com trinca praticamente perpendicular à aplicação da força, apresentando nervuras características de materiais frágeis, nos quais os ferros fundidos se enquadram (CALLISTER, 2013), esse aspecto pode ser visualizado na figura 4.14.



Figura 4.12. Corpos de prova após ruptura.



Figura 4.13. Corpos de prova antes e após ruptura com auxílio da escala do paquímetro ao lado.

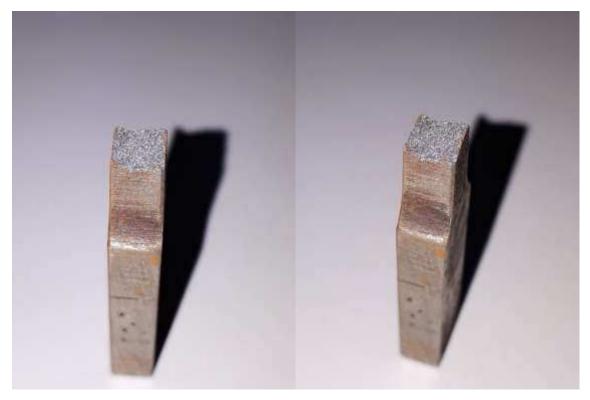


Figura 4.14. Aspecto granular e poroso da fratura, com deformação quase imperceptível, característico de materiais frágeis.

Conforme visto nas figuras anteriores, as peças apresentaram pouca ou nenhuma deformação antes da fratura, característico dos materiais nomeados como frágeis, além da fratura apresentar propriedades similares aos encontrados em corpos de prova de materiais com baixa ductilidade.

O segundo ensaio realizado com o material removido do link de conexão lança-concha da escavadeira (também nomeado como "H" da máquina) foi o ensaio de dureza, que também é caracterizado por ensaio destrutivo, pois danifica permanentemente a peça. A dureza é uma característica que, segundo Callister (2013), é uma propriedade do material que mensura a resistência do mesmo a deformações plásticas localizadas, como pequenas impressões, riscos ou desgastes. As durezas são medidas relativas e, portanto, devem ser comparadas com cautela caso sejam aferidas por técnicas diferentes.

Os ensaios de dureza, de acordo com Callister (2013), são bem simples, consistindo basicamente na introdução de um pequeno penetrador contra a superfície da peça com uma carga e taxa de aplicação controladas. As impressões (marcas), tanto de profundidade quanto de extensão, deixadas pelo penetrador são medidas assim comparadas à um número de dureza. Quanto mais macio o material, mais profundo e maior será essa impressão.

São diversos os motivos para se executar os ensaios de dureza, muitos deles compatíveis com as do atual trabalho, as três principais sendo descritas por Callister (2013) como:

- Simplicidade e baixo custo, pois não precisa da preparação de nenhum corpo de prova em específico;
- O corpo de prova não é fraturado nem tampouco deformado, sendo possível fazê-lo em corpos de prova destinados a outros ensaios ou até mesmo em pedaços da peça em que está sendo estudada;
- Propriedades mecânicas podem ser estimadas a partir dos dados obtidos nesse teste
 (como limite de resistência à tração, por exemplo).

Todos os motivos supracitados (além da necessidade de obtenção de tal dado para comparativos em literaturas e avaliação da dureza superficial do material) foram utilizados para tomada de decisão na hora da escolha desse ensaio. A resistência à tração do material não será estimada com tal comparação pois foi obtida no ensaio do tópico anterior.

De acordo com Callister (2013), existem quatro principais testes de dureza: Rockwell, Vickers, Knoop e Brinell. Todas essas classes de ensaios de dureza possuem suas características próprias, mas não serão aprofundadas na atual pesquisa, cabendo apenas a citação da escolha do teste que será utilizado para a avaliação do material de estrutura de conexão: o ensaio de dureza de Rockwell.

Os ensaios de Rockwell são os mais comumente usados para medição de dureza e não necessitam de nenhuma habilidade especial assim como não necessita de nenhuma preparação de corpo de prova com alguma norma em específico, conforme descrito no início desse tópico. Os testes são simples de serem executados e podem ser feitos com vários penetradores diferentes e cargas distintas.

Para tal ensaio, foi utilizado a escala de dureza Rockwell D e o durômetro de bancada Pantec Cone Diamante 120°, com pré-carga de 3kgf e carga de 100kgf.

Os valores obtidos no ensaio podem ser visualizados foram os seguintes: 27, 26.5, 26.5, 27, 26.8, 27, 27.5, 27, 27.5, 27 e 27.5. Eliminando o maior e menor valor dos 10 testes, respectivamente, e plotando o gráfico dos resultados juntamente com o desvio padrão, obtemos a figura 4.15:

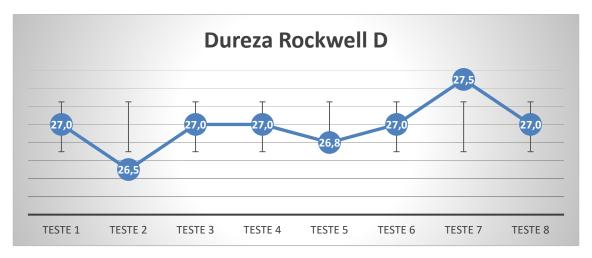


Figura 4.15. Resultados do ensaio de dureza.

E pode-se constatar que a dureza superficial do material é 27 HRD (Rockwell D) com desvio padrão de 0,276.

Utilizando tabelas comparativas encontradas comumente em literaturas, foi feita a conversão para a dureza mais comumente encontrada em propriedades de materiais, a dureza Brinell B (HB), onde, por meio desta aproximação, a dureza superficial do material resultou em aproximadamente 160 HB, próxima o bastante da dureza HB descrita no Norton (2013) para a classe dos ferros fundidos nodulares (em específico a classe 65-45-12) que é de aproximadamente 174 HB, com uma diferença de apenas 8% do valor descrito na literatura, que pode ser justificado por conta dos valores aproximados na tabela de conversão.

Para mensurar outra propriedade do material, foram feitos os ensaios de impacto do mesmo, a partir da usinagem de 6 corpos de prova, de acordo com a norma ASTM A370-12a, com as dimensões vistas na figura 4.16:

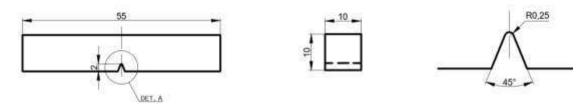


Figura 4.16. Dimensões dos corpos de prova de impacto.

Segundo Norton (2013), os ensaios de impacto consistem em testes foram criados para medir a capacidade dos materiais de resistir a cargas de impacto. Os ensaios de Izod e de Charpy são dois desses procedimentos, e consistem em golpear um corpo de prova entalhado com um

pêndulo e registrar a energia cinética necessária para quebrar a amostra em uma determinada temperatura. Ainda que esses dados não se correlacionem diretamente com a área sob o diagrama tensão-deformação, eles, contudo, proporcionam um meio de comparar a capacidade de absorção de energia de vários materiais sob condições controladas.

Manuais de materiais, como comumente encontrados nas literaturas acerca das propriedades dos mesmos, fornecem dados sobre a resistência ao impacto de diversos materiais.

Após os ensaios de impacto, a superfície da fratura pode ser vista na figura 4.17, possuindo elevada porosidade, sem zonas de cisalhamento aparentes, característico de materiais frágeis.



Os ensaios foram feitos utilizando-se uma máquina de ensaio Charpy, presente no **Figura 4.17. Característica da superfície da fratura dos corpos de prova rompidos.**SENAI, em São Luís- MA. Após os 6 ensaios, foram registrados os valores obtidos nos mesmos, em Joules (demonstrando a energia absorvida no impacto), como mostrado na figura 4.18:



Figura 4.18. Dados obtidos, em Joules, da energia absorvida.

E em comparativo com a literatura encontrada, em especial a descrita por Chaves (2016), e conforme visto na figura 4.19, é possível avaliar que as classes dos ferros fundidos, mesmo os nodulares, absorvem pouco impacto em sua estrutura, característico de materiais frágeis. Os ferros fundidos nodulares absorvem, em média, um valor de até 4 Joules, dependendo da classe específica do material. Para título de comparação, tal valor denota um resultado quantitativo para a convergência do material, descrita nos resultados.

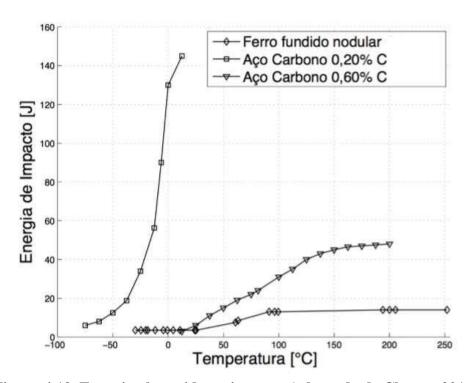


Figura 4.19. Energia absorvida no impacto (adaptado de Chaves, 2016).

As características inerentes à micrografia do material descritas no tópico anterior convergem para um mesmo resultado: o material da estrutura trata-se de um ferro fundido nodular, com matriz ferrítica. Entretanto, para que haja uma análise precisa das suas propriedades e uma avaliação da classe exata desse tipo de material (para que o mesmo possa ser simulado no software CAE) teve que ser feita, e seus resultados serão melhores descritos no presente tópico.

Os testes de tração, impacto, dureza superficial e caracterização do material via metalografia e uso de microscópios ópticos geraram uma série de resultados a fim de descrever de forma concisa qual o material utilizado para a estrutura do "H", garantindo assim uma boa avaliação de premissas de projeto e também garantindo dados suficientes para inserção no software que serão feitas as simulações (Solidworks), sendo esses dados:

- Módulo de Elasticidade (E)= 156 GPa;
- Coeficiente de Poisson (v)= 0,28;
- Módulo de Cisalhamento (G)= 68 GPa;
- Massa Específica (p)= 7100 kg/m³;
- Resistência à Tração (RT)= 464 MPa;
- Limite de Escoamento (LE)= 310 MPa;

Onde o Módulo de Elasticidade (E) foi obtido por meio do gráfico de tensão x deformação disposto na metodologia em comparação com a literatura (que varia entre 150 e 185 GPa), o Coeficiente de Poisson (v) calculado a partir do módulo de elasticidade e do módulo de cisalhamento e é adimensional, Módulo de Cisalhamento (G) obtido através do cálculo utilizando-se o coeficiente (v) e o Módulo (G), Massa Específica (p) retirada das literaturas e da biblioteca do próprio software. A Resistência à Tração (RT) e Limite de Escoamento (LE) foram obtidos nos ensaios presentes na metodologia.

Comparando com as literaturas encontradas, o tipo de classe do material convergiu para o Ferro Fundido Nodular (Dúctil) 65-45-12, segundo a norma ASTM (ou SAE D4512 e ISO 450-10). Tal material pode ser visualizado na biblioteca do Norton (2013), conforme descrito na figura 4.20.

Liga de ferro fundido	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Tensão de compressão		Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa	-НВ
Ferro fundido cinzento – Classe 20	fundida	-	-	22	152	83	572	156
Ferro fundido cinzento – Classe 30	fundida	-	-	32	221	109	752	210
Ferro fundido cinzento – Classe 40	fundida	-	-	42	290	140	965	235
Ferro fundido cinzento – Classe 50	fundida	-	-	52	359	164	1 131	262
Ferro fundido cinzento – Classe 60	fundida	-	-	62	427	187	1 289	302
Ferro dúctil 60-40-18	recozida	47	324	65	448	52	359	160
Ferro dúctil 65-45-12	recozida	48	331	67	462	53	365	174
Ferro dúctil 80-55-06	recozida	53	365	82	565	56	386	228
Ferro dúctil 120-90-02	temperada e revenida	120	827	140	965	134	924	325

Figura 4.20. Algumas propriedades do Ferro Fundido Dúctil presente na estrutura, com classe convergida em destaque (Norton, 2013).

Embutindo os dados no software Solidworks, os mesmos ficaram dispostos da seguinte forma, conforme visto na figura 4.21:

Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	180000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.28	N/A
Módulo de cisalhamento	68000	N/mm^2
Massa específica	7100	kg/m^3
Resistência de tração	464	N/mm^2
Resistência à compressão		N/mm^2
Limite de escoamento	310	N/mm^2

Figura 4.21. Valores embutidos no Solidworks para simulação.

Vale citar que a resistência à compressão foi captada via literatura e normas SAE/ASTM para ferro fundido nodular 65-45-12/D4512, onde a mesma será fixada no valor de 365 MPa. A tenacidade do material obtido via ensaio de tração foi igual à 72 MJ/m³, próximo o bastante do encontrado na mesma norma para tal tipo de material, que gira em torno de 61 MJ/m³.

A composição química dos ferros fundidos nodulares dúcteis, em específico da classe 65-45-12, segundo comparativo entre Callister (2013) e MakeItFrom/SAE/ASTM (2018) varia numa faixa, em peso, de 3 a 4% de Carbono, 2 à 3% de Silício, 0 à 2,5% de Níquel, com concentrações de Molibdênio até 1% e de Magnésio até 0,05%.

4.4 Avaliação das Tensões e Vida Útil da Estrutura Original

Para que a simulação possa resultar em dados comparativos o suficiente para avaliação da estrutura otimizada, tornar-se-á necessário avaliar quais são os esforços nos quais o link de conexão lança-concha (H) é submetido, assim como suas magnitudes, ângulos das resultantes e tensões estruturais baseadas nas condições críticas de serviço, levando em consideração uma operação de alta solicitação e informações provenientes do manual da fabricante John Deere modelo 210G/GLC, onde o mesmo se baseia em normas SAE para mensuração da força de escavação da caçamba.

Utilizando-se do software Solidworks e AutoCAD 2018, foram esboçados, com as dimensões originais da estrutura e os esforços atuantes foram calculados seguindo a norma SAE J1179, utilizando um somatório de momentos a partir de um ponto da lança da escavadeira, conforme visto na figura 4.22.

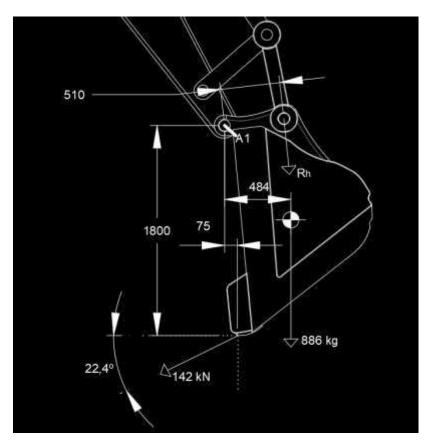


Figura 4.22. Respectivas dimensões, em milímetros, e cargas presentes na estrutura da escavadeira.

Onde o ponto A1 representa o local de referência para cálculo do somatório de momentos, para que seja possível estipular o valor da reação atuante no "H", aqui nomeada de Rh. O valor de 886 kg é referente ao peso da concha, resultando em total de 8,7 kN aproximadamente, com uma distância perpendicular ao ponto A1 de 484 mm. A força de escavação da caçamba, segundo o manual do fabricante, é de 142 kN, com ângulo de ataque ao solo de 22,4°. As reações no eixo das abcissas e no eixo das ordenadas formam uma distância perpendicular de 1800 e 75 mm, respectivamente. A reação Rh se distancia do ponto A1 em 510 mm. Fazendo o somatório de momentos, utilizando o princípio destacado no tópico 2.1 do presente trabalho, fazendo uso da equação 2.1 e 2.2, e através da equação 3.1, obtêm-se:

$$\sum Ma = 0 \tag{3.1}$$

Onde:

$$142 \times 1.08 \times \cos(22.4^{\circ}) - 142 \times 0.075 \times \sin(22.4^{\circ}) - 8.7 \times 0.46 + F_h \times 0.51 = 0$$

Logo:

$$F_h = -262 \, kN$$

Apontando que a reação é contrária à adotada, ou seja, o esforço de 262 kN é compressivo em relação à estrutura "H". Essa será a consideração utilizada para simulação na estrutura, já que é indicada pela norma SAE por meio do valor de força de escavação obtida por meio do manual e dimensões obtidas por meio de medições e de dados do fabricante.

Algumas considerações mais específicas, como esforços atuantes em tração na situação de levantamento de carga por meio do elo e esforços atuantes em situações de flexão com determinados ângulos de ataque serão somente avaliados nos resultados, com a estrutura otimizada.

Levando-se em consideração que essa força é normal à seção transversal da peça, devese levar em conta a inclinação da reação do cilindro da máquina ao mancal da extremidade de apoio da estrutura, onde o mesmo incide no mancal com um ângulo de 67° em relação ao eixo das abcissas, gerando respectivas reações da força F_h de 262 kN, como pode ser vista na figura 4.23:

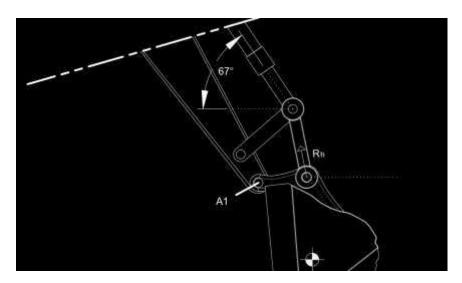


Figura 4.23. Reação em ângulo do cilindro em relação ao link "H".

E, decompondo:

$$F_h x \cos(67^\circ) = 102,37 \text{ kN}$$

$$F_h x \text{ sen}(67^\circ) = 241,17 \text{ kN}$$

E essas serão as respectivas forças inseridas no modelo projetado via Solidworks para obtenção dos resultados de tensão da mesma.

Com tais esforços já descobertos, o software já com as definições acerca do material inseridas, a simulação foi executada. Conforme descrito por Norton (2013), torna-se necessário executar o refino de malha para garantia que os resultados convergem para a solução analítica (real), conforme visto na figura 4.24:

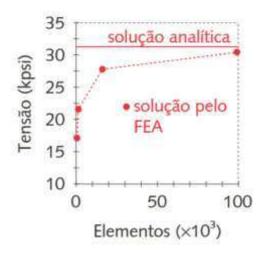


Figura 4.24. Comparativo entre refino de malha e resultado da simulação de uma situação de exercício (NORTON, 2013).

Optou-se pelo refino p-adaptativo, conforme citado no tópico 2.8, onde as áreas com maiores gradientes de tensão podem ser melhor analisadas a fim de se encontrar variações locais de tensão e garantir que aquela análise está precisa. Cantos arredondados e locais com maiores variações de tensão foram refinados adotando-se uma variação de no máximo 1% entre a simulação mais grosseira e a simulação mais refinada, totalizando 8 iterações até o resultado mais otimizado/próximo ao analítico. O refino da malha para simulação final pode ser visto na figura 4.6, assim como a plotagem do estudo de máxima tensão proveniente da força de escavação máxima da caçamba pode ser visto na figura 4.25.

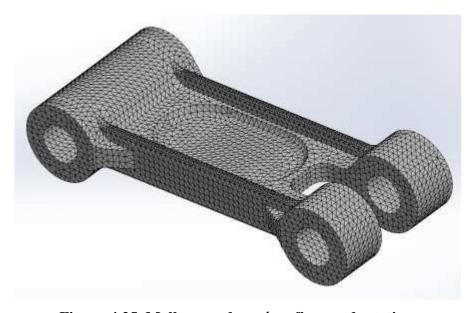


Figura 4.25. Malha gerada após refino p-adaptativo.

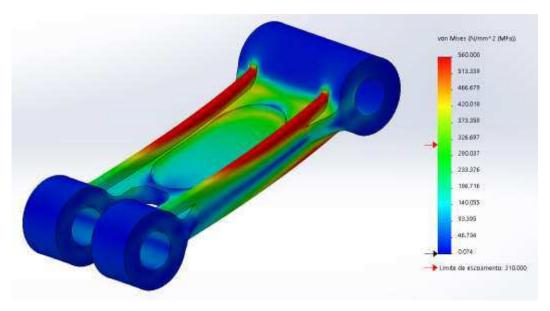


Figura 4.26. Plotagem da tensão atuante sobre a estrutura.

Onde as informações acerca da malha foram:

- Total de nós = 91.412
- Total de elementos = 58.217
- Proporção máxima = 6.81
- Porcentagem de elementos com proporção menor que 3 = 99.2

Podemos avaliar, segundo a ótica da geração da malha que a simulação foi de qualidade adequada, onde a proporção máxima dos elementos foi igual à 6.81, mesmo o refino utilizado permitindo razões de até 20 unidades (NORTON, 2013). Mais de 99% da estrutura possui proporção menor que 3, garantindo resultados otimizados o bastante, já que razões menores que 5 unidades já são consideradas boas o bastante (NORTON, 2013).

Já partindo do pressuposto da plotagem da tensão, como visto na figura 4.26, é possível ver que a parte mais tensionada está posicionada ligeiramente acima da parte central da peça, justamente no ponto em que 90% das estruturas (que falharam) apresentaram quebra. Parte da peça não resistiu às tensões em serviço, considerando-se a condição mais crítica de escavação, e esse volume da peça foi avaliado por meio de uma ferramenta denominada recorte ISO do software Solidworks, que permite avaliar o volume sobre tensão especificado. Apesar do gráfico em plotagem apresentar tensões máximas de 560 MPa (acima do limite de ruptura do material analisado, que é de 464 MPa, e quase do dobro do limite de escoamento do material, que é de aproximadamente 310 MPa) que foi fixado como valor máximo por se tratar do limite

de ruptura máximo dessa classe de ferro fundido encontrada na literatura, somente como forma comparativa de avaliação. Após ser feito o recorte ISO tanto para 310 quanto para 464 MPa, pode-se observar que aproximadamente 8% do volume do material sofre deformações plásticas quando a escavadeira é solicitada em carga máxima, e 3.32% da estrutura sofre com tensões acima do seu limite de ruptura, em situações críticas de serviço, conforme visto na figura 4.27.

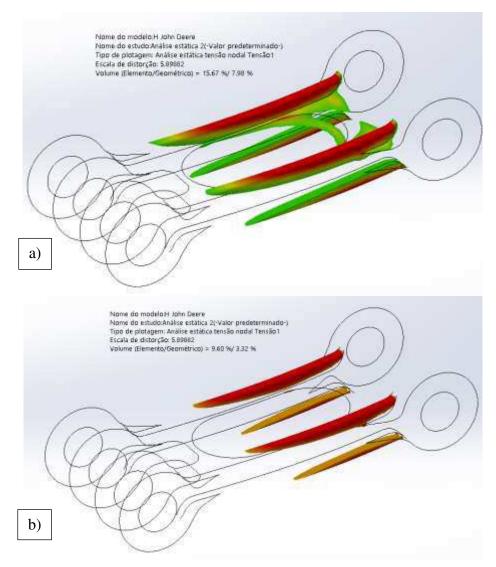


Figura 4.27. a) Recorte ISO com tensão limite de 310 MPa e b) Recorte ISO com tensão limite de 464 MPa.

Apesar da escavadeira quase nunca trabalhar com força de escavação máxima, pois na grande parte dos serviços a tensão superficial do solo é vencida com forças de 50 a 60% menores que a força máxima descrita no manual, as simulações devem considerar os fatores críticos. Como somente 8% do volume da estrutura sofre com deformações plásticas e 3.32% do volume

da estrutura acaba sendo submetida à tensões superiores ao limite de ruptura, pode-se considerar primeiramente que a atual geometria e/ou material possa não ser o mais adequado para essas aplicações, e que provavelmente a peça tenha sofrido tensões cíclicas, originando possíveis trincas na estrutura, que aumentaria exponencialmente as tensões nas regiões laterais da peça, até que sua estrutura interna não suportasse esse aumento, vindo a romper.

Além das tensões em situação de esforço máximo da escavadeira já demonstram que a estrutura, sob tais esforços, não suporta as tensões atuantes, a fadiga é um fator inerente, pois somente um pequeno volume da peça sofrerá com trincas ou deformações plásticas. Logo, foi feito um estudo da vida, em número de ciclos, levando em consideração dois limites de tensão cíclicos: o da escavadeira parada, somente suportando o peso da concha, e a escavadeira sob tensão máxima proporcional à força máxima de escavação da caçamba.

Levando em consideração o histórico proveniente da CCG- Construções e Terraplenagem, uma escavadeira hidráulica, trabalhando na sua velocidade máxima, no modelo 210G/GLC leva em média, 12 ciclos de carga e descarga para encher um caminhão basculante comum de 14 m³, enchendo cerca de 15 basculantes por hora de serviço. Considerando uma obra pesada, cerca de 9 horas de serviço são executados por dia, resultando em um total de 1620 ciclos por dia, aproximadamente, considerando o estado mais crítico possível.

Como aferimento aproximado, mas suficiente para se efetuar uma comparação dos resultados, utilizou-se a literatura disposta em Norton (2013), como forma de avaliação, onde o resultado da simulação gerou valores de tensão superiores à 460 MPa, a resistência do material para suportar as condições de fadiga deveria ser de aproximadamente 900 MPa, ou seja, mais que o dobro da resistência do material atual. Já para um número de ciclos virtualmente infinito para a vida útil da escavadeira (algo em torno de 10 anos), considerando o trabalho de forma crítica, diário, 22 dias por mês e 12 meses no ano, resultará em um número de ciclos da ordem maior que 10⁶, onde o limite de resistência da peça avaliada tem que estar abaixo de 300 MPa (mesmo assim tornando tal situação complexa, pois o limite de escoamento do material é próximo à esse valor).

De forma introdutória ao próximo tópico, foi avaliado, por meio da ferramenta de recorte ISO, quais foram os pontos de maior tensão, adotando como parâmetro metade do limite de escoamento do material, ou seja, 155 MPa. É possível observar na figura 4.28 que somente cerca de 1/5 da peça sofre com tensões superiores à esse valor, onde aproximadamente 80% da peça sofre pouca ou nenhuma tensão considerável, mostrando que a estrutura está subdimensionada em alguns pontos e superdimensionada em outros, justificando a otimização.

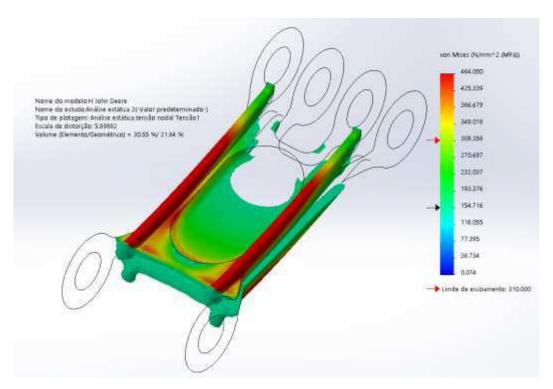


Figura 4.28. Volumes de maior tensão na peça original sob condição crítica.

4.5 Otimização da Estrutura e Seleção de Material Aprimorado

A partir dos resultados descritos no tópico anterior, tornou-se necessário redimensionar a peça aprimorando sua geometria e selecionando um material distinto ao utilizado para garantir o suporte as tensões críticas de serviço e uma vida virtualmente infinita ao longo da vida útil da escavadeira hidráulica modelo 210G/GLC.

Para tal, o modelo foi redimensionado, considerando as condições de contorno relativas às dimensões que não poderão ser alteradas (dispostas no início do presente trabalho), onde as áreas submetidas a tensões pequenas ou quase inexistentes foram removidas da estrutura, garantindo um menor volume da peça e visando reduzir seu peso estrutural, dependendo da densidade dos materiais que serão testados. O modelo tipo 1 apresenta agora as seguintes características, vistas na figura 4.29:

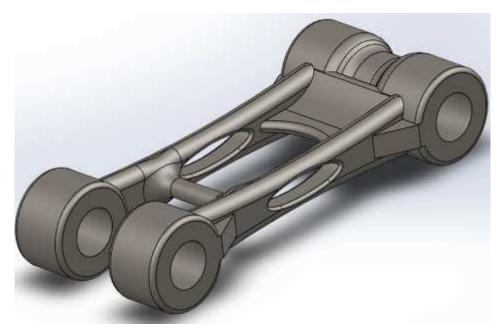


Figura 4.29. Modelo proposto número 1.

Onde a otimização foi baseada na redução de cantos vivos, atenuação de superfícies irregulares, remoção de material nos volumes de menor tensão segundo a simulação via norma. Visando utilizar um material com maior limite de escoamento, maior limite de ruptura, tensão de fadiga maior e maior dureza superficial, visando resistir as mesmas cargas com um coeficiente de segurança adequado, não romper devido à sobrecargas ou considerações fora as de projeto e resistência superficial à riscos ou pequenas trincas, assim como utilizou-se para a simulação o aço 4340 normalizado, que apresenta as seguintes características, vistas na figura 4.30:

Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm^2
Coeficiente de Poisson	0.32	N/A
Módulo de cisalhamento	80000	N/mm^2
Massa específica	7850	kg/m^3
Resistência de tração	1110	N/mm^2
Resistência à compressão		N/mm^2
Limite de escoamento	710	N/mm^2

Figura 4.30. Propriedades do aço normalizado 4340.

Onde tais propriedades estão próximas o bastante das descritas pelas normas SAE-AISI 4340. Após a simulação sob mesmas cargas que foram impostas na estrutura original, tem-se, conforme visto na figura 4.31:

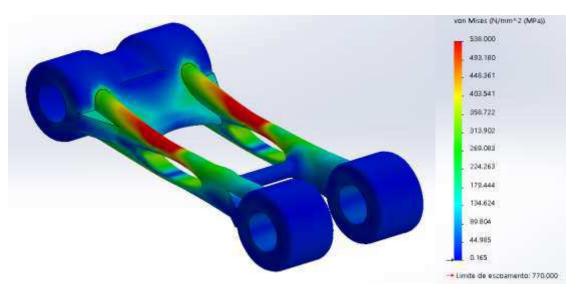


Figura 4.31. Plotagem de Tensões da estrutura proposta número 1.

Os dados da malha gerada para plotagem de tal resultado foram:

- Total de nós = 76.660
- Total de elementos = 49.112
- Proporção máxima = 6.01
- Porcentagem de elementos com proporção menor que 3 = 99.6

Onde tal material (aço normalizado 4340) possui um limite de fadiga de 540 MPa, mas para tal, deverá ser calculado o limite de fadiga corrigido, levando em consideração fatores descritos no tópico 2.6, segundo a equação 5, considerando uma série de fatores para recalcular tal limite. Os coeficientes deverão ser determinados, sendo:

- $C_{carreg} = 0.85$ (referente às cargas normais e de flexão);
- $C_{tamanho} = 0.96$ (referente à seção transversal da estrutura);
- $C_{superf} = 1$ (considerando polimento adequado);
- $C_{temp} = 1$ (estrutura trabalha em temperaturas abaixo de 450 ° C);
- $C_{conf} = 0.8$ (alta confiabilidade);
- $S_{e'} = 540 \text{ MPa}.$

Assim, o limite de resistência à fadiga corrigido passa a ser 352.5 MPa, e, utilizando-se da ferramenta recorte ISO do software Solidworks, avaliou-se que somente 8.53% da estrutura sofre com carga igual ou superior à essa tensão, volume pequeno o bastante para garantir que mesmo nas condições avaliadas de carregamento, tamanho da peça, temperatura e confiabilidade, a estrutura suportará as condições descritas.

Já, segundo Norton (2013), para materiais nos quais se sabe bem sobre suas propriedades, o material foi comercialmente testado, com confiabilidade acerca da sua liga, condições utilizadas na situação real são idênticas as testadas, o coeficiente de segurança utilizado pode ser igual à 1.3, ou seja, a tensão máxima em serviço do "H" terá que ser no máximo, igual á 538,6 MPa, e as simulações mostraram que esse valor não excede 538 MPa. Levando em considerações eventuais sobrecargas, ambientes relativamente desafiadores (como eventuais erros de operação e locais com alta possibilidade de corrosão, como serviços em áreas costeiras) e considerando eventuais diferenças entre o modelo adotado e as condições reais de serviço, coeficientes de segurança passam a flutuar entre 2 e 3. Executando novamente o recurso de recorte ISO do software, podemos perceber que mais de 85% da estrutura atende à tais requisitos, confirme visto na figura 4.32.

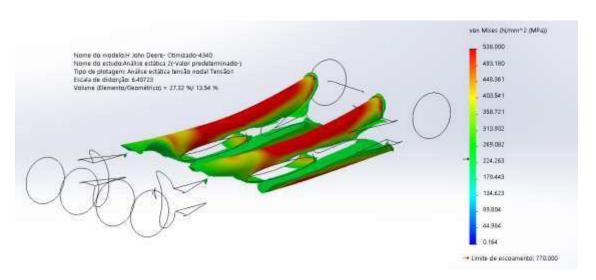


Figura 4.32. Volume do material com coeficiente de segurança inferior à 3.

Considerando que o aço normalizado 4340 possui propriedades mecânicas muito superiores às do ferro fundido nodular 65-45-12, possuindo uma alta resistência à fadiga, elevado limite de escoamento e elevado limite de ruptura, o mesmo possui uma usinabilidade não muito boa, assim como sua soldabilidade não muito alta, sendo assim, fora avaliada uma segunda estrutura que resista às tensões críticas de serviço sem que haja comprometimento

estrutural. Vale ressaltar que com o avanço tecnológico nos setores de usinagem assim como nos setores de solda, torna o projeto viável, mesmo com as intempéries provenientes da não utilização de fluido de corte para algumas situações envolvendo o 4340 por conta da possibilidade de choques térmicos inerentes, resultando em trincas.

A partir da caracterização do material executada nos tópicos anteriores, pode-se destacar que a estrutura, por conta da sua geometria complexa e tipo de material, é feita por fundição em molde, e pensando na viabilidade do projeto, foi avaliado uma nova geometria de estrutura que utilizasse uma nova classe de ferro fundido nodular com intuito de atingir melhores resultados nas simulações sem a alteração abrupta do processo de fabricação da estrutura original nem mesmo a mudança considerável da geometria do molde utilizado.

Após comparação, foi aferido que o ferro fundido nodular 120-90-02 possui propriedades mecânicas bem superiores ao do ferro fundido 65-45-12, utilizado originalmente na peça, tendo quase o dobro de dureza Brinell, possuindo quase o dobro do limite de escoamento e do limite de ruptura, se comparado com o material original. Para melhor visualização, as propriedades do ferro fundido nodular 120-90-02 estarão descritos a seguir, retirados da literatura presente em MakeItFrom (2018):

- Módulo de Elasticidade (E)= 180 GPa;
- Coeficiente de Poisson (v)= 0,29;
- Módulo de Cisalhamento (G)= 70 GPa;
- Massa Específica (p)= 7500 kg/m³;
- Resistência à Tração (RT)= 920 MPa;
- Limite de Escoamento (LE)= 670 MPa;

Apesar dessa classe de ferro fundido nodular apresentar resistência à fratura 39% menor que do material originalmente utilizado, torna-se uma opção viável para comparação, visto que todas as suas propriedades apresentam valores superiores.

Após a inserção do material na biblioteca do software Solidworks e criação de uma geometria para a mesma, agora nomeada de tipo 2 (como comparativo entre a estrutura proposta do tipo 1), conforme visto na figura 4.33, o mesmo foi simulado dentro das mesmas condições da estrutura original, apresentando os resultados que podem ser visualizados na figura 4.34:

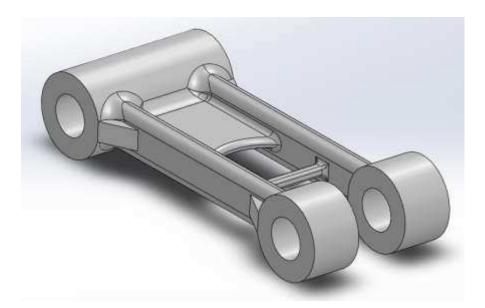


Figura 4.33. Geometria otimizada para uso do ferro fundido nodular 120-90-02.

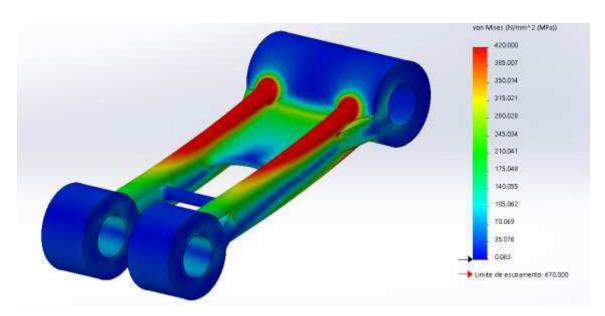


Figura 4.34. Plotagem das tensões atuantes sobre a estrutura otimizada tipo 2.

Os dados da malha gerada foram os seguintes:

- Total de nós = 153.416
- Total de elementos = 101.952
- Proporção máxima = 6.01
- Porcentagem de elementos com proporção menor que 3 = 99.6

Onde, a partir das simulações, foi possível avaliar que a estrutura resistirá às tensões em serviço, pois o material, além dos benefícios já citados, é mais resiliente que o ferro fundido

utilizado na estrutura original. O ferro fundido nodular classe 120-90-02 possui uma concentração de Carbono ligeiramente maior que da classe 65-45-12, além de uma quantidade superior de Silício, uma concentração de Manganês que varia de 0.3 à 0.5% em peso, uma concentração de Fósforo menor que 0.06% além de uma quantidade de Magnésio geralmente superior, flutuando entre 0.035% à 0.05% e uma concentração de enxofre menor que 0.03%.

A estrutura, da mesma forma que a otimizada do tipo 1, possui bons coeficientes de segurança, onde absolutamente todo seu volume possui um coeficiente de segurança acima de 1.3. Grandes partes do volume da estrutura possui coeficientes de segurança superior a 2 (95%) e 3 (78%), garantindo assim, conforme descrito por Norton (2013), que mesmo em condições adversas, situações não esperadas, alguns desvios não previstos (como liga do material com alguma concentração diferente, processo de fundição, resfriamento e/ou tratamento térmico com alguns parâmetros distintos ou até mesmo sobrecargas) garantirão o adequado desempenho da peça, ainda permitindo um aproveitamento do processo de fabricação original, apenas alterando a concentração de alguns elementos no momento da fundição.

Em todas as simulações foram feitos os testes de convergência de malha com refino do tipo p-adaptativo, para garantir que os resultados se aproximam suficientemente do resultado analítico e, conforme observado nos dados das malhas geradas, as proporções foram adequadas e a qualidade das malhas geradas foi alta.

4.6 Viabilidade da Estrutura Otimizada e Custo de Fabricação

Após a verificação das estruturas otimizadas e das respostas adequadas das mesmas em simulação, foi verificado o preço do custo da usinagem e soldagem para o caso da estrutura 1, constituída de aço 4340 normalizado. Já o custo aproximado da fundição e acabamento da estrutura 2, composta de ferro fundido nodular 120-90-02, não será feito, haja vista que os preços para fundição das classes de ferro fundido nodular variam em até 60%, é pouco provável precisar o custo exato da mesma. Tal preço será comparado com o custo da peça original da John Deere, com preço atualizado.

O preço da estrutura original da John Deere, é de:

• R\$ 13.814,64 (preço atualizado dia 12/06/2018);

Custo da peça proposta número 1, composta de 4340:

• R\$ 3.388,95

Onde, para tal cálculo, foram inclusos: tarugos de 4340, chapas de 4340, usinagem, soldagem, IPI e ICMS.

Considerando que o preço de peças, em média, para obtenção de lucro, é multiplicado por um fator, e selecionando um fator médio de 1.69, têm-se:

• R\$ 5.727,33 (custo final provável para venda da peça).

O cálculo foi feito levando em consideração a fabricação de uma peça única, e descartando uma série de fatores (como mudança abrupta no processo de fabricação em série, material utilizado, geometria), e avaliando que o uso do ferro fundido nodular 120-90-02 mostrou-se uma opção viável com pouca variação de geometria, sem variação palpável no processo de fabricação e no custo agregado, tornam-se opções aplicáveis, dadas as devidas proporções.

Estimando, baseado em aproximações retiradas dos históricos de manutenção da CCG-Construções e Terraplenagem, quando uma escavadeira hidráulica vem a parar por conta da quebra da peça em questão, leva-se no mínimo 5 dias para a retomada dos serviços, pois será necessário efetuar a compra da peça, aguardar a chegada da mesma, remover os pinos e buchas dos mancais da lança, instalar a peça nova assim como novas buchas e lubrificar o equipamento novamente.

O custo mínimo de uma escavadeira, para uma obra, com operador, por hora, igual à R\$217,00, e comumente, para cada escavadeira, deverá haver um caminhão basculante, com motorista, e custo por hora igual à R\$139,00. Estimando-se uma margem de 10,93% para encargos e uma rotina de 9h/dia de serviço em construções, a parada de uma escavadeira hidráulica totaliza um prejuízo de, no mínimo, R\$16.181 a cada quebra da estrutura, gerando gastos de até R\$80.905 durante a vida útil da máquina, viabilizando assim a otimização da estrutura mesmo que ela venha a resultar em custos de fabricação superiores à original.

5 CONCLUSÕES/ SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

Verificou-se no presente trabalho, que:

- O link de conexão é fabricado em ferro fundido nodular, despejado em molde, da classe
 65-45-12:
- Apesar de se tratar de um material que comumente é encontrado para tais aplicações,
 o mesmo não suporta as condições agudas de serviço;
- A estrutura original estava subdimensionada para suportar as tensões atuantes para circunstâncias críticas de escavação;
- Não somente a força de escavação que influi na quebra da estrutura, como também a manutenção adequada e as boas práticas na operação da mesma;
- Os custos de parada da escavadeira hidráulica proporcionam pretextos suficientes para o desenvolvimento da estrutura otimizada, mesmo que isso ocasione em custos adicionais recorrentes;
- O braço de alavanca gerado no link é consideravelmente menor que o gerado pela concha, aumentando proporcionalmente o esforço que a estrutura em estudo tem que suportar;

Este trabalho advertiu que estruturas de conexão (links), por menores que sejam, caso estejam subdimensionados e não suportem as tensões em serviço, poderão ocasionar a parada imediata da máquina, diminuindo a confiabilidade do ativo e aumentando os riscos de acidente em serviço. A fadiga é uma condição a ser considerada para tais estruturas, haja vista o elevado número de ciclos que uma escavadeira pode proporcionar, assim como o acabamento da peça pode ser um fator que amplie ou atenue as tensões residuais.

Das estruturas propostas, ambas possuem viabilidade, pois a estrutura número 1 possui um custo de fabricação e de venda praticável inferior ao da peça original, e a estrutura número 2 possui um custo possivelmente superior, mas com garantia que a peça não irá falhar nas condições previstas de serviço.

Como sugestões para futuros trabalhos nessa vertente de pesquisa, é recomendado:

 Verificar outras condições não previstas na norma, como sobrecargas dentro da concha, gerando maiores esforços de tração;

- Avaliar possibilidades de desalinhamento estrutural e erros de montagem que gerarão esforços de torção;
- Simular situações dinâmicas, mesmo em distinção ao que rege o manual, visando uma maior aproximação com a realidade das operações, avaliando a resposta da estrutura à impactos diretos e indiretos:
 - Testar os modelos, em escala, para validar fisicamente as estruturas propostas;
- Verificar a possibilidade de otimização das distâncias entre pinos do H e da lança, potencializando a alavanca gerada, reduzindo os esforços e aumentando a força de escavação;
- Testar outros tipos de ataques químicos a fim de revelar não somente as fases como também os contornos de grão do material do link H, fornecendo imagens mais precisas acerca do crescimento dos mesmos;
- Verificar a influência do vazamento dos moldes no sentido de nucleação de grãos mais finos, comparando os resultados.

REFERÊNCIAS

3D CAD Model Library- **Escavadeira/ Miniatura para estudo de simulação**. Disponível em http://www.grabcad.com/library/escavadeira-1. Acesso em: 13 de maio de 2018.

CALLISTER, Jr. Willian D.; RETHWISCH, David G. Ciência e engenharia dos materiais: uma introdução. - 8ed. – Rio de Janeiro: LTC, 2013, 817p.

CHAVES, Débora Ferreira. Caracterização Das Propriedades Mecânicas Do Ferro Fundido Nodular GGG-40 Para Modelagem Computacional Em Componentes Automotivos. Brasília, DF, 2016, 45 p.

COÊLHO, Ronaldo Sérgio de Araújo. **Orçamento de obras na construção civil.** São Luís: Edição do Autor, 2016, 354p.

DEERE & COMPANY. Escavadeiras 210G/GLC 21 toneladas. 2013, 16 p.

DOWLING, N. E., 1993. **Mechanical Behavior of Materials**. - Prentice- Hall: Englewood Cliffs, New Jersey. 1993.

EMIC- Equipamentos para ensaios mecânicos não-destrutivo. Produtos- por tipo de material (metais). Disponível em http://www.emic.com.br/Produtos+Mais/2/9. Acesso em: 05 de maio de 2018.

G1- ECONOMIA – Por dois anos seguidos, Brasil fecha mais empresas do que abre, aponta IBGE. Disponível em < https://g1.globo.com/economia/noticia/por-dois-anos-seguidos-brasil-fecha-mais-empresas-do-que-abre-aponta-ibge.ghtml>. Acesso em: 20 de abril de 2018.

GARCIA, Amauri; SPIM, J. Alvares; SANTOS, C. Alexandre dos. **Ensaios dos Materiais.** – 2ed. – Rio de Janeiro: LTC, 2012.

KARDEC, A.; NASCIF, J. **Manutenção- Função Estratégica.** - 3ed. rev. e ampl. - Rio de Janeiro: Qualitymark, 2010.

MACHADO, W. R. Seis Sigma aplicada ao estudo da produtividade da mão-de-obra em paradas de manutenção preventiva no porto de minério tubarão. 2010, 120 p. Monografia (Curso de Especialização Profissional em Engenharia Portuária) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro. 2010.

MAKE IT FROM- ASTM Grade 65-45-12 (SAE D4512, ISO 450-10) Ductile Cast Iron. Disponível em https://www.makeitfrom.com/material-properties/ASTM-Grade-65-45-12-SAE-D4512-ISO-450-10-Ductile-Cast-Iron. Acesso em 23 de maio de 2018.

NORTON, ROBERT L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada.** - 4ed. – Porto Alegre: Bookman, 2013. 1030p.

PASIFER- Aços Especiais. Produtos- Ferro Fundido/ Ferro Fundido Nodular. Disponível em http://www.pasifer.com.br/produtos/ferro-fundido-cinzento-abnt-fc200-din-gg20-nodular-fe45012-ggg40.php. Acesso em: 21 de maio de 2018.

SMITH, William F.; HASHEMI Javad. **Fundamentos de engenharia e ciência dos materiais.** - 5ed. – Porto Alegre: AMGH, 2012. 710p.

WALDRON, K. J.; KINZEL, G. L. **Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery.** – The Ohio State University: John Wiley & Sons, Inc, 2000. 680p.

APÊNDICE A - AUTORIZAÇÃO



AUTORIZAÇÃO

Declaramos para os devidos fins que **PEDRO LUIZ DINIZ DIAS**, portador do CPF **056.657.273-77** está autorizado a desenvolver seu TCC (Projeto e Monografia), bem como uso no trabalho das informações técnicas referentes ao link de conexão lança-concha (H) dos modelos 210G/GLC, como processo de fabricação, material utilizado e demais dados referentes ao mesmo, assim como a citação e demonstração da marca no trabalho escrito e na defesa (apresentação), visto que o mesmo engendrará um projeto puramente didático envolvendo uma estrutura em específico de um modelo de escavadeira da fabricante, voltado à otimização da geometria e material da mesma.

Indaiatuba, 18 de Maio de 2018.

Marcos Rathke

Gerente de Marketing Tático Latam

John Deere Brasil – C&F