

ANÁLISE DE PROJETO DO MOLINETE DE UMA COLHEITADEIRA

Gustavo Laste

Orientador: Prof. *Dr. Vilson João Batista*

Co-orientador: Prof. *Dr. José Antônio Esmerio Mazzaferro*

Área de Concentração: *Mecânica dos Sólidos e Projeto e Fabricação*

RESUMO

Atualmente vem ocorrendo a ruptura do tubo central dos molinetes pertencentes às plataformas de corte de 23 pés de largura fabricadas na SLC-John Deere. Tal fato vem acontecendo freqüentemente, implicando em gasto extra à empresa, visto que a falha do mecanismo ocorre muitas vezes dentro do seu prazo de garantia.

O presente trabalho tem por objetivo determinar as causas da falha do molinete e assim apontar as possíveis soluções para tal problema, utilizando-se para este fim conhecimentos vibratórios, mecânico-metalúrgicos e estruturais, visando caracterizar os esforços aos quais o mecanismo está submetido.

ABSTRACT

“Project Analysis of a Reel Combine”

Nowadays has been occurring the rupture of the reel central tube belongs to the 23 width feet headers made in SLC-John Deere. Such fact has been happening frequently, implicating in extra wasting to the company, since that the mechanism failure occurs several times within its insurance rate.

The present work has as its goal to detect the causes of the reel failure and then show the possible solutions for such problem, using for this purpose dynamic, mechanic-metallurgy and structural knowledge, trying to show the efforts that the mechanism is submitted.

PALAVRAS CHAVE

Tubo central, frequência natural, momento de inércia, marcas de praia, momento fletor.

SUMÁRIO

RESUMO	1
PALAVRAS CHAVE	2
1. INTRODUÇÃO.....	3
2. MOLINETE.....	3
2.1 TUBO CENTRAL.....	5
3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS.....	5
3.1 DETERMINAÇÃO DO PROBLEMA	5
3.2 MÉTODOS DE ESTUDO ADOTADOS PARA DETERMINAÇÃO DAS CAUSAS DA FALHA.....	7
4. ESTUDO VIBRATÓRIO PRELIMINAR	7
4.1 DETERMINAÇÃO DO MOMENTO DE INÉRCIA DO MOLINETE	7
4.2 DETERMINAÇÃO DA FREQUÊNCIA NATURAL DO MOLINETE	9
5. ESTUDO DO LOCAL DE FALHA DO TUBO CENTRAL	10
5.1 ESFORÇOS ENVOLVIDOS NO LOCAL DE FALHA	10
5.2 CONSIDERAÇÕES A RESPEITO DO POSSÍVEL MECANISMO DE FALHA.....	11
5.3 ANÁLISE DA FRATURA DO TUBO CENTRAL.....	14
5.4 ANÁLISE METALOGRÁFICA DOS PONTOS SOLDADOS	16
5.5 ENSAIO DE DUREZA NOS PONTOS SOLDADOS	18
6. ALTERAÇÕES NO PROJETO DO MOLINETE.....	19
6.1 CÁLCULO DO MOMENTO FLETOR NO LOCAL DE RUPTURA	20
6.2 POSSIBILIDADE DA UTILIZAÇÃO DE UM TUBO CENTRAL ALTERNATIVO.....	22
7. CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES	24
BIBLIOGRAFIA.....	24
AGRADECIMENTOS	25

1. INTRODUÇÃO

Ao longo dos anos, o homem tem se servido dos seus conhecimentos para desenvolver equipamentos capazes de facilitar o seu trabalho na realização de tarefas. Na agricultura, por exemplo, o serviço manual e cansativo de cortar, separar, armazenar e transportar a cultura a ser colhida tem sido substituído pela simples operação de máquinas colheitadeiras. Tal máquina tem sido constantemente aperfeiçoada, de modo que hoje, a mesma alcança resultados surpreendentes em se tratando de rapidez e eficiência na colheita de diversas culturas. Para que este resultado seja alcançado, a confiabilidade e a sincronia de operação dos mecanismos projetados precisam ser cuidadosamente estudadas.

O molinete das plataformas de corte de 23 pés de largura de fabricação SLC-John Deere tem demonstrado problemas estruturais, rompendo o seu tubo central em um número de horas de utilização muito abaixo do tolerado. Esta falha vem ocorrendo junto à extremidade dos reforços soldados sobre o tubo central, os quais tem a função de conferir maior rigidez à estrutura do molinete através do tensionamento de seis tirantes de aço. Assim, para melhor entendimento e determinação das causas destas falhas do mecanismo foram feitos estudos vibratórios, mecânico-metalúrgicos, em pontos soldados e considerados propensos à falha, e estudos estruturais.

2. MOLINETE

O molinete constitui a parte dianteira da plataforma de corte da colheitadeira, tendo como função, através dos dedos de aço, manter o produto a ser colhido em posição vertical, e por meio do seu movimento de rotação impedir que o mesmo, recém podado pelas facas de corte, não caia na frente da plataforma, mas sim seja direcionado e conduzido para etapa subsequente da sua colheita. A figura 2.1 mostra um molinete montado na plataforma 23 pés de uma colheitadeira.



Figura 2.1 – Molinete montado na plataforma de uma colheitadeira.

Tal mecanismo é constituído, basicamente, por um tubo central, chapas dobradas que depois de montadas formam as “estrelas” do molinete, seis tubos de pequeno diâmetro e dedos de aço distribuídos sobre os mesmos, tendo como fixação de todos estes componentes, ligações parafusadas e cordões de solda.

Quando em operação, o molinete pode operar de 0 a 60 rpm, variando a sua velocidade conforme as características da cultura a ser colhida. Assim, as solicitações às quais o mecanismo está submetido são basicamente rotação e flexão, devido às irregularidades do terreno.

Na tabela 2.1 estão alguns dados das partes que compõe o molinete, que serão utilizados para os cálculos de frequência natural e momento fletor do mecanismo em questão.

Tabela 2.1 – Componentes do molinete.

Componente	Quantidade	Diâmetro externo D_e [m]	Diâmetro interno D_i [m]	Comprimento [m]	Peso unitário [kg]
Tubo central	1	0,127	0,1203	6,643	67,80
Reforços	2	0,1355	0,1270	0,350	3,80
Tirantes	6	0,0127	-	3,446	3,40
Discos	8	0,3280	0,1280	-	3,00
Eixos-pontas	2	0,0380	-	0,594	6,00
Tubos dos dedos	6	0,0317	0,0257	6,693	14,12
Estrelas	8	-	-	-	3,5

Estrelas-pontas	2	-	-	-	7,00
Dedos	294	-	-	-	0,19
Reforço-estrela	4	-	-	-	3,25
Parafusos	252	-	-	-	0,02

Assim, somando-se todos os pesos dos componentes listados na tabela 2.1, pode-se estimar em 332,4 kg o peso total do molinete 23 pés.

2.1 Tubo Central

O tubo central do molinete de 23 pés de largura, como mostra a figura 2.2, consiste basicamente em um tubo de material baixo carbono, assim como todo o restante da estrutura, sobre o qual são montados dois reforços, oito discos e dois pequenos eixos maciços nas suas extremidades. Todos estes componentes são fixados por meio de cordões e pontos de solda neste tubo principal.

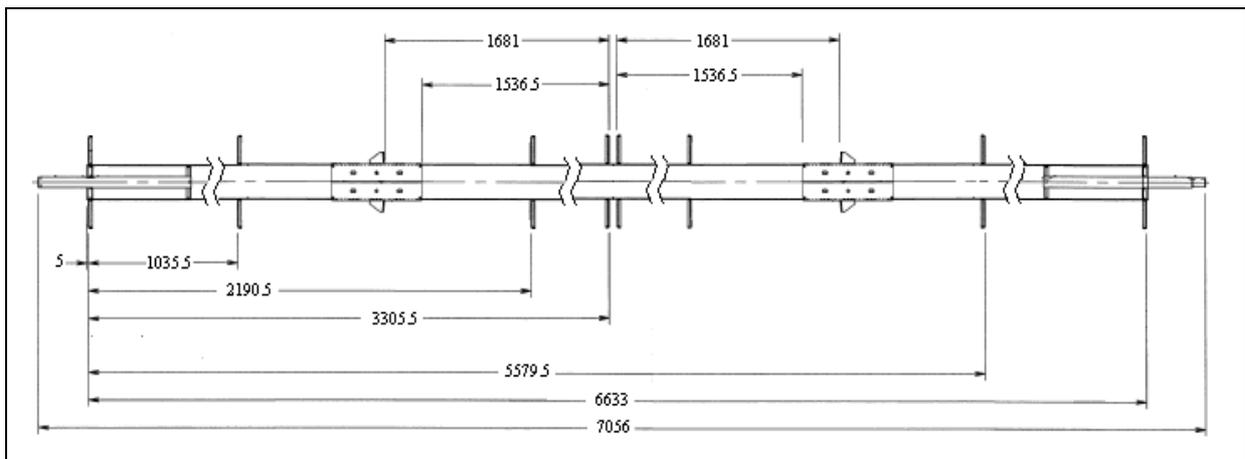


Figura 2.2 – Tubo central do molinete 23 pés.

3. PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

3.1 Determinação do Problema

A ruptura do tubo central do molinete tem sido detectada de forma transversal em relação ao seu eixo longitudinal nos locais de fixação dos reforços, mais precisamente nas suas

extremidades. Nestas regiões são utilizados quatro pontos e dois cordões de solda para fixação dos mesmos, como mostrado na figura 3.1.

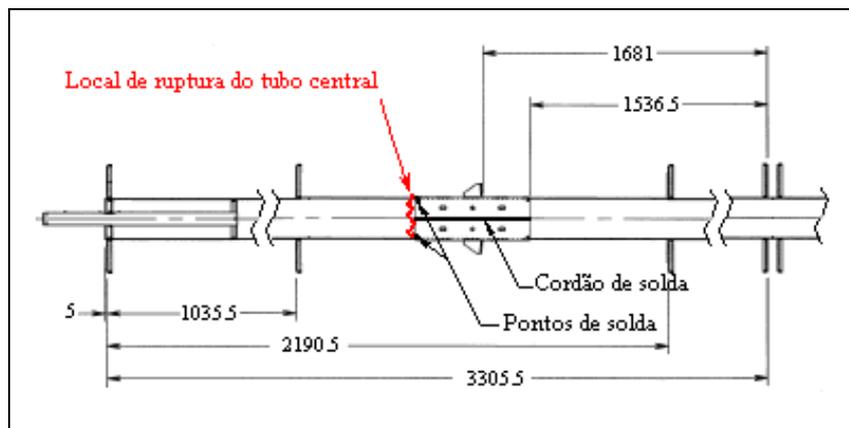


Figura 3.1 – Ruptura do tubo central junto ao reforço.

Todo molinete fabricado na SLC-John Deere tem como condição de garantia 600 horas de uso ou 12 meses após a venda. Esta segunda condição é válida desde que o número total de 600 horas de trabalho, previamente estabelecida, não tenha sido alcançado. Com esta informação pôde-se então verificar a quantidade dos tubos centrais rompidos antes de completarem o número de horas correspondente à garantia dada. Assim, constatou-se que dentre os itens falhos, como mostrado pela tabela 3.1, poucos casos atingiram um número de horas de trabalho satisfatório.

Tabela 3.1 – Horas de trabalho até a falha do tubo central.

Código	Data da falha	Horas/motor	Horas/molinete (falha)	Data de montagem
DQ32185	20/05/99	242	157,3	08/12/98
DQ32185	20/08/99	596	387,4	10/12/98
DQ32185	24/11/99	616	400,4	29/01/99
DQ32185	04/03/00	434	282,1	28/01/99
DQ32185	14/04/00	368	239,2	15/03/99
DQ32185	10/04/00	420	273,0	05/02/99
DQ32185	25/04/00	519	337,3	14/10/98
DQ32185	20/05/00	613	219,3	05/02/99
DQ32185	05/06/00	685	445,3	13/10/98
DQ32185	23/05/00	496	322,4	12/02/99
DQ32185	20/05/00	852	553,8	08/12/98

DQ32185	30/05/00	316	205,4	18/06/99
DQ32185	21/07/00	792	514,8	28/01/99
DQ32185	21/07/00	751	488,2	28/01/99
DQ32185	29/03/00	504	327,6	22/01/99
DQ32185	28/03/00	357	232,1	20/08/99
DQ32185	06/08/00	340	221,0	23/09/99
DQ32185	20/05/00	423	275,0	16/11/99
DQ32185	04/08/00	342	222,3	02/09/97
DQ32185	23/09/00	460	299,0	10/09/99
DQ32185	31/08/00	391	254,2	15/12/99

O tempo, em horas, estimado tanto na garantia como na ocorrência das falhas dos tubos centrais é medido por um dispositivo que registra o tempo de operação do motor da colheitadeira, chamado de horímetro. Como nem sempre o fato de o motor estar em funcionamento implica na utilização do molinete, ou seja, em caso de transporte ou tempo da máquina em posição de repouso, o departamento de engenharia estima que cerca de 65% do tempo de funcionamento do motor pode ser também considerado como o de utilização do molinete na colheita.

3.2 Métodos de Estudo Adotados para Determinação das Causas da Falha

Buscando-se determinar as causas da falha dos tubos centrais, visto que o molinete está constantemente sendo solicitado por movimentos de rotação e flexão variáveis, foram utilizados dois métodos de análise de modo a esgotar as hipóteses de falha. Primeiramente, foi dada a atenção necessária para verificar o comportamento vibratório do mecanismo com relação à ruptura do tubo. Concluída tal etapa, passou a se estudar de forma mais aprofundada os locais de falha utilizando como ferramenta conhecimentos mecânico-metalúrgicos.

4. ESTUDO VIBRATÓRIO PRELIMINAR

4.1 Determinação do Momento de Inércia do Molinete

Sabendo-se dos tipos de solicitações aos quais o molinete é submetido durante a sua utilização, é importante verificar a possível contribuição do comportamento vibratório do mecanismo sobre o surgimento da falha mecânica.

Devido à complexidade de se calcular o momento de inércia transversal do molinete, por causa da sua geometria e variação da área transversal ao longo do seu comprimento, pensou em se obter o mesmo experimentalmente. Para tanto, um molinete foi apoiado sobre dois suportes localizados nas suas extremidades (figura 4.1) e, após posicionar um peso no meio de sua estrutura (figura 4.2), foram feitas 5 medidas do seu deslocamento transversal por meio de um relógio comparador (tabela 4.1).



Figura 4.1 – Molinete apoiado sobre os suportes para medição do deslocamento transversal



Figura 4.2 – Pesos concentrados no meio do molinete.

Considerando-se o molinete como uma viga bi-apoiada, pode-se então utilizar a fórmula para o cálculo da deflexão máxima, como mostra a equação 4.1. Para tanto, outros dados importantes foram necessários para o cálculo do momento de inércia do molinete.

Os dados obtidos foram:

$$L = 6,643 \text{ m}$$

$$F = 311,15 \text{ N}$$

$$E = 2.1 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$$

Tabela 4.1 – Registro das medidas de deslocamento do molinete.

Medida	Força [N] - F	Deslocamento [m] – d	Média
--------	---------------	----------------------	-------

1	311,15	$1,16 \times 10^{-3}$	$d = 1,15 \times 10^{-3} \text{ m}$
2	311,15	$1,14 \times 10^{-3}$	
3	311,15	$1,16 \times 10^{-3}$	
4	311,15	$1,14 \times 10^{-3}$	
5	311,15	$1,15 \times 10^{-3}$	

Aplicando os valores acima determinados na equação 4.1, encontramos o momento de inércia (J) real do molinete.

$$J = \frac{F \times L^3}{48 \times E \times d} \quad (4.1)$$

Onde: d = Deslocamento [m]
 F = Força aplicada [N]
 L = Comprimento do tubo central [m]
 E = módulo de elasticidade do aço [N/m²]
 J = momento de inércia transversal [m⁴]

$$J = \frac{311,15 \times (6,643)^3}{48 \times 2,1 \times 10^{11} \times 1,15 \times 10^{-3}}$$

Assim, o momento de inércia real do molinete é:

$$J = 7,86 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

4.2 Determinação da Frequência Natural do Molinete

Segundo Tamagna, 1993, pode-se utilizar para o cálculo da frequência natural de tal mecanismo a equação de Dunkerley (4.2), aplicada para vibrações transversais em eixos sem massas concentradas, visto que se considerou toda a massa do molinete distribuída pelo comprimento do seu tubo central como aproximação.

$$\omega_n = \frac{\beta^2}{L^2} \times \sqrt{\frac{E \times J}{M}} \quad (4.2)$$

Onde: ω_n = Frequência natural [rad/s]

$\beta^2 = 1^\circ$ modo de vibração para eixo bi-apoiado

$M =$ Massa por unidade de comprimento [Kg/m]

$$\omega_n = \frac{9,87}{6,643^2} \times \sqrt{\frac{2,1 \times 10^{11} \times 7,86 \times 10^{-6}}{50,14}}$$

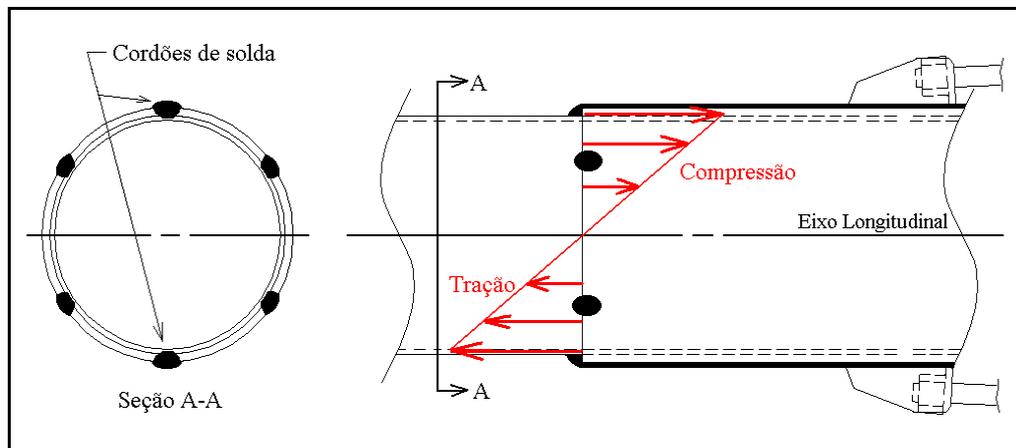
$$\omega_n = 40,5 \text{ rad/s} = 387,5 \text{ rpm}$$

Observado que a faixa da rotação na qual o molinete pode operar está compreendida entre 0 e 60 rpm, é pouco provável de o mesmo atingir a sua frequência natural, tornando remota a possibilidade de o sistema entrar em ressonância e exercer influência na ruptura do tubo central.

5. ESTUDO DO LOCAL DE FALHA DO TUBO CENTRAL

5.1 Esforços Envolvidos no Local de Falha

Quando em funcionamento, o molinete sofre a ação de solicitações dinâmicas. Devido ao seu peso próprio, ao seu movimento de rotação e às irregularidades do terreno sobre o qual a colheitadeira transita, percebe-se que o tubo central do molinete é constantemente submetido a esforços dinâmicos de flexão. Assim, toda vez que determinada região da circunferência do tubo central estiver abaixo do seu eixo longitudinal, estará ela sendo submetida ora a uma solicitação de tração, ora a uma solicitação de compressão (figura 5.1), ocorrendo o mesmo com a região localizada acima deste eixo.



5.1 – Esforços de tração e compressão devido à flexão do tubo central.

A função dos reforços juntamente com o tensionamento dos tirantes é de conferir a toda a estrutura uma maior rigidez, visto que sem utilizá-los tem-se uma deflexão excessiva do tubo, alcançando o maior deslocamento na região central. Assim, pela força longitudinal aplicada em direções opostas no centro do molinete, percebe-se que tal região sofre um esforço de compressão e, conseqüentemente, tem-se o tensionamento por tração das regiões A e B como mostrado na figura 5.2. Com isto, o total das tensões trativas que atuam na superfície das regiões de ruptura, deve-se em parte ao tensionamento dos tirantes e ao peso próprio do molinete que, pela flexão do mesmo, verifica-se a tração da região abaixo do eixo longitudinal do tubo central.

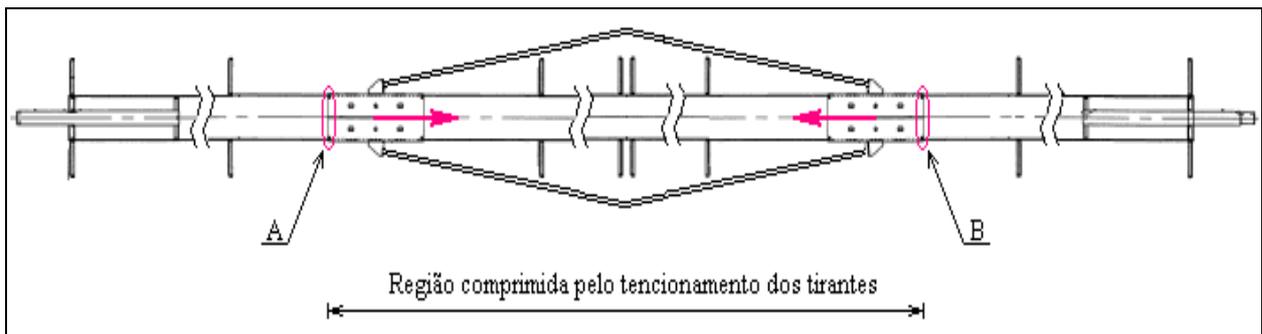


Figura 5.2 – Esforços longitudinais atuantes sobre o tubo central.

5.2 Considerações a Respeito do Possível Mecanismo de Falha

Como já observado pela A.S.M. – Metals Handbook, 1986, para haver falha por fadiga, três condições devem ocorrer: a sollicitação dinâmica, tensões trativas e a deformação plástica pontual na superfície do material. Se pelo menos uma delas não for detectada, é suficiente para que o mecanismo de falha não se desenvolva.

Visto que a região de ruptura, a qual é submetida a esforços dinâmicos e de tração, alcança o seu maior valor na superfície do diâmetro externo do tubo central, passou a se suspeitar de que tal ruptura poderia estar sendo causada pela fadiga do material.

Os cantos vivos, formados entre os pontos de solda no final dos reforços com o tubo central, como mostrado pela figura 5.3, agem como locais de concentração de tensões, propiciando a deformação plástica na superfície do material de forma pontual. Assim, juntamente com as sollicitações dinâmicas e de tração, se a deformação plástica pontual ocorrer nestes locais de maior concentração de tensões, tem-se a confirmação dos três requisitos necessários para a propagação de falha por fadiga.

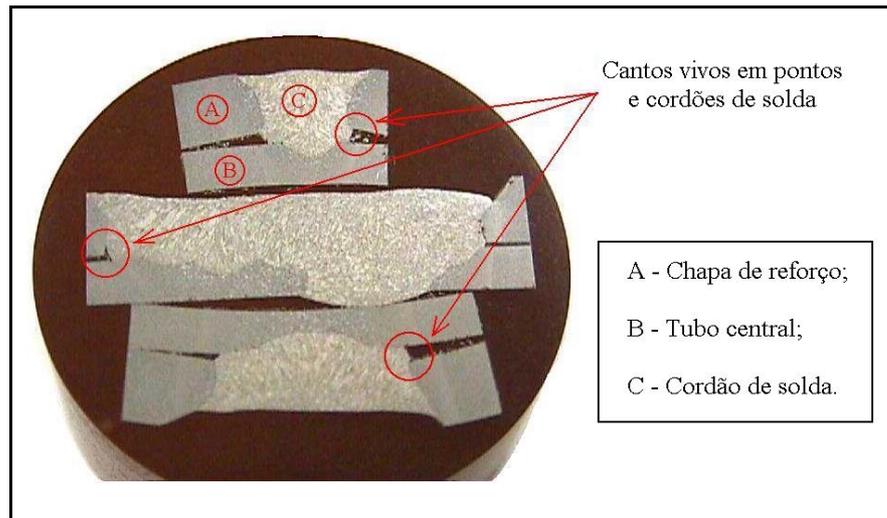


Figura 5.3 – Locais de concentração de tensões.

Segundo Shigley, 1984, nas curvas de Wöhler (figura 5.4), as quais relacionam o número de ciclos com o valor da sollicitação dinâmica correspondente, tem-se para aços um número aproximado de 10×10^6 ciclos que corresponde ao limite de fadiga. Tal valor é dito limite de resistência à fadiga, pois a partir do mesmo, se o seu valor (σ_{Rf}) não for ultrapassado, tem-se a condição necessária para que o componente fabricado a aço não venha a falhar por fadiga.

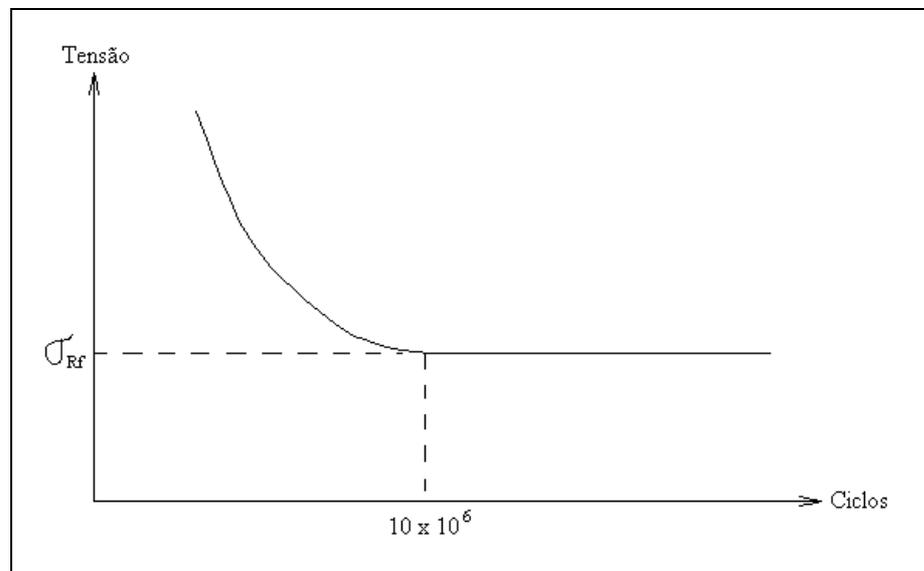


Figura 5.4 – Curva de Wöhler para aços.

Analisando-se os dados da tabela 3.1 (mostrado na página 6) onde se tem a hora real de trabalho dos molinetes até o momento de sua falha, estimadas em 65% do tempo de funcionamento do motor, pode-se estimar uma rotação média de trabalho e com isto verificar o

total de ciclos que o mecanismo realizou até a ruptura do tubo central. A tabela 5.1 indica, em número de ciclos, o tempo de vida útil de cada componente falho.

Tabela 5.1 – Número de ciclos de cada molinete.

Código	Motor [horas]	Molinete [horas]	Ciclos a 45 rpm	Ciclos a 60 rpm
DQ32185	242	157,3	$4,2 \times 10^5$	$5,6 \times 10^5$
DQ32185	596	387,4	$1,0 \times 10^6$	$1,4 \times 10^6$
DQ32185	616	400,4	$1,1 \times 10^6$	$1,5 \times 10^6$
DQ32185	434	282,1	$7,6 \times 10^5$	$1,0 \times 10^6$
DQ32185	368	239,2	$6,4 \times 10^5$	$8,6 \times 10^5$
DQ32185	420	273,0	$7,3 \times 10^5$	$9,8 \times 10^5$
DQ32185	519	337,3	$9,1 \times 10^5$	$1,2 \times 10^6$
DQ32185	613	219,3	$5,9 \times 10^5$	$7,9 \times 10^5$
DQ32185	685	445,3	$1,2 \times 10^6$	$1,6 \times 10^6$
DQ32185	496	322,4	$8,9 \times 10^5$	$1,2 \times 10^6$
DQ32185	852	553,8	$1,5 \times 10^6$	$2,0 \times 10^6$
DQ32185	316	205,4	$5,5 \times 10^5$	$7,4 \times 10^5$
DQ32185	792	514,8	$1,4 \times 10^6$	$1,9 \times 10^6$
DQ32185	751	488,2	$1,3 \times 10^6$	$1,8 \times 10^6$
DQ32185	504	327,6	$8,9 \times 10^5$	$1,2 \times 10^6$
DQ32185	357	232,1	$6,4 \times 10^5$	$8,6 \times 10^5$
DQ32185	340	221,0	$5,9 \times 10^5$	$8,0 \times 10^5$
DQ32185	423	275,0	$7,4 \times 10^5$	$9,9 \times 10^5$
DQ32185	342	222,3	$5,9 \times 10^5$	$8,0 \times 10^5$
DQ32185	460	299,0	$6,2 \times 10^5$	$1,0 \times 10^6$
DQ32185	391	254,2	$6,9 \times 10^5$	$9,1 \times 10^5$

Segundo os dados da tabela 5.1, nenhum molinete sequer chegou próximo ao número de ciclos estabelecido como limite de fadiga, o que indica, conseqüentemente, que o valor da solicitação no local de falha pode estar acima do valor da tensão limite de fadiga. No entanto, cabe lembrar que estes dados terão sua confirmação quando tal mecanismo de falha for caracterizado em uma análise criteriosa da fratura.

5.3 Análise da Fratura do Tubo Central

Quando ocorrem as falhas dos tubos centrais é normal que os proprietários das colheitadeiras tomem como providência imediata reparar o dano utilizando-se reforços e dispositivos de solda, visto que o pedido de compra de um novo tubo central implica em considerável tempo de parada da colheita. Assim, precisa-se contar com a sorte para analisar a fratura do componente rompido, visto que tais reparos inviabilizam o estudo (figura 5.5).



Figura 5.5 – Reparo no local de ruptura do tubo central.

Recentemente um tubo central do molinete foi recebido pelo departamento de garantia da fábrica, o qual falhou em operação e não sofreu reparo posterior. A fratura ao longo de toda a circunferência do tubo central apresentava a grande maioria da sua superfície danificada pelo atrito entre as partes parcialmente rompidas, implicando na perda de informações. No entanto em algumas regiões junto aos pontos de solda, pôde-se encontrar sinais de marcas de praia e linhas de sargento, as quais apontam para o início da falha, exatamente nos cantos vivos onde se supunha ter maior concentrações de tensões. Tais características observadas na fratura, como mostrado na figura 5.6, conforme Cassou, 2000, caracterizam a fadiga do material como sendo a causa da sua falha.

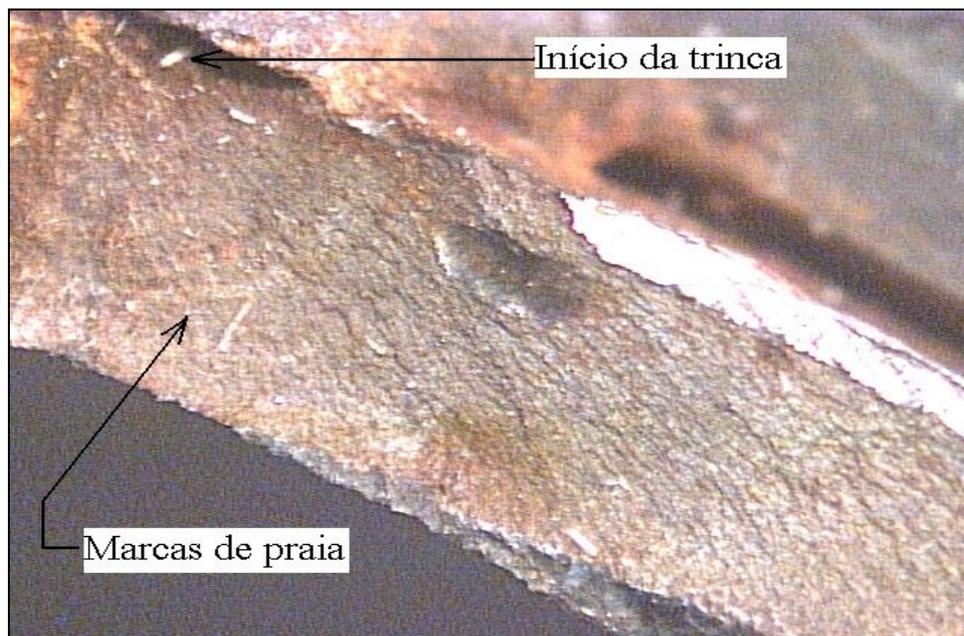


Figura 5.6 – Região com aumento de 10x.

Foi possível verificar ainda linhas de sargento em outros locais próximos aos pontos soldados. Porém, devido a danificações na superfície, não foi possível detectar a existência de marcas de praia nem o ponto de início da ruptura. No entanto, pela orientação das linhas de sargento, como mostrado na figura 5.7, as quais apontam em direção ao canto vivo entre o cordão de solda e o tubo central, acredita-se que a trinca tenha iniciado neste local de forma semelhante ao ponto de solda analisado anteriormente.



Figura 5.7 – Região com aumento de 16x.

Assim, supõe-se que os seis locais onde se têm os pontos de solda e, conseqüentemente, os cantos vivos, tenham propiciado o início de trincas por fadiga de modo simultâneo. Em decorrência disto a área do tubo central resistente aos esforços é diminuída pela propagação destas trincas, até o momento em que a mesma se torna insuficiente para suportar as solicitações de trabalho, ocorrendo a ruptura final do tubo por sobrecarga.

5.4 Análise Metalográfica dos Pontos Soldados

Conforme Machado, 1996, quando se utiliza processo de solda em determinados materiais, dependendo da sua composição química, pode implicar em mudanças microestruturais de modo a fragilizar mecanicamente o material. Por isso, os parâmetros de soldagem, o material soldado e o metal de adição requerem atenção especial quando selecionados. A tabela 5.2 faz referência, segundo normas consultadas, a composição química dos componentes soldados, onde se percebe o baixo teor de carbono dos mesmos.

Tabela 5.2 – Característica dos componentes envolvidos na solda.

Componente	Espessura [mm]	C [%]
Tubo Central	3,35	0,15 máx.
Reforço	3,35	0,10 máx.
Consumível AWS ER 70S6	bitola = 0,8	0,06 – 0,17

Para o estudo metalográfico dos locais de solda, foram feitos corpos de prova em regiões como mostrado pelas figuras 5.8 e 5.9.

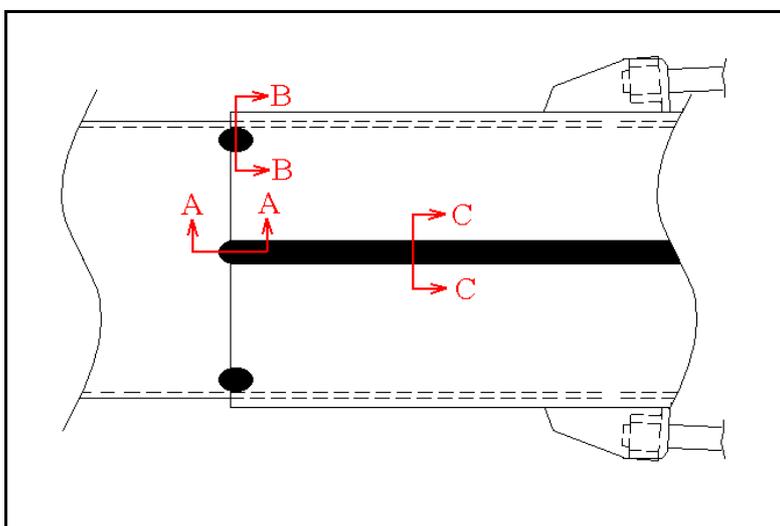


Figura 5.8 – Análise dos pontos soldados.

Analisando microscopicamente as amostras pôde-se verificar uma estrutura ferrítica tanto na região referente ao tubo central como também nas chapas de reforço. Aproximando-se dos pontos de solda foi constatado um ligeiro aumento do tamanho de grão, caracterizando a Zona Afetada pelo Calor (ZAC). Nesta região, como observado por Machado, 1996, não ocorre nenhum tipo de fusão, porém são produzidas alterações alotrópicas relevantes no estado sólido, incluindo o crescimento de grão e transformações de fase, dependendo do material que está sendo soldado.

Nas regiões dos pontos soldados foi verificada a existência de uma microestrutura perlítica de forma orientada.

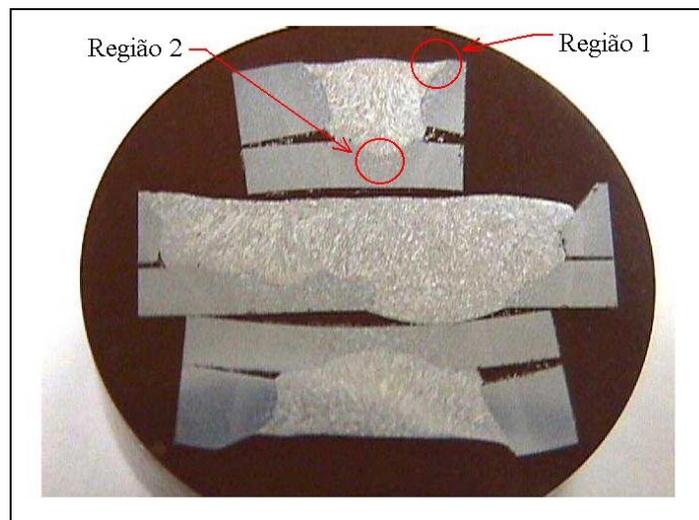


Figura 5.9 – O local analisado refere-se à seção C-C da figura 5.8.

As figuras que seguem indicam as regiões 1 e 2, respectivamente, indicadas na figura 5.9. Por sua vez, estas regiões, tem a sua superfície dividida em: I – metal de solda, II – Zona Afetada pelo Calor (ZAC) e III – chapa do reforço ou tubo central.

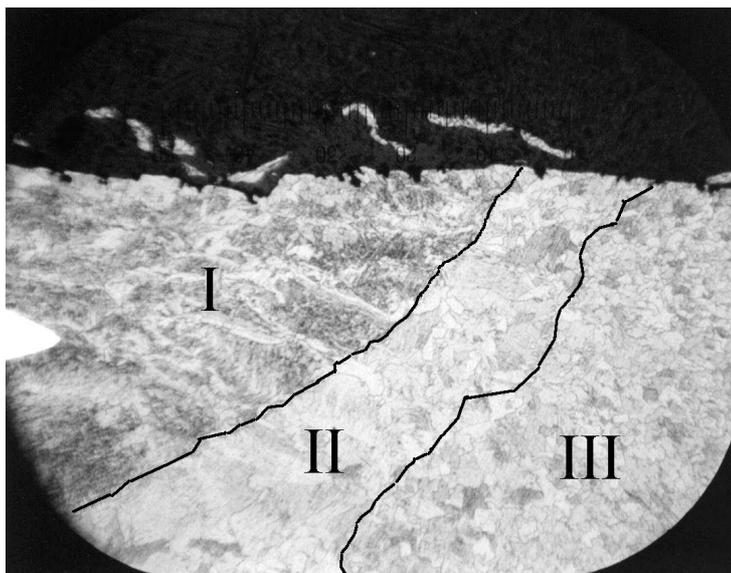


Figura 5.10 – Região 1 da figura 5.9 (aumento 50x).

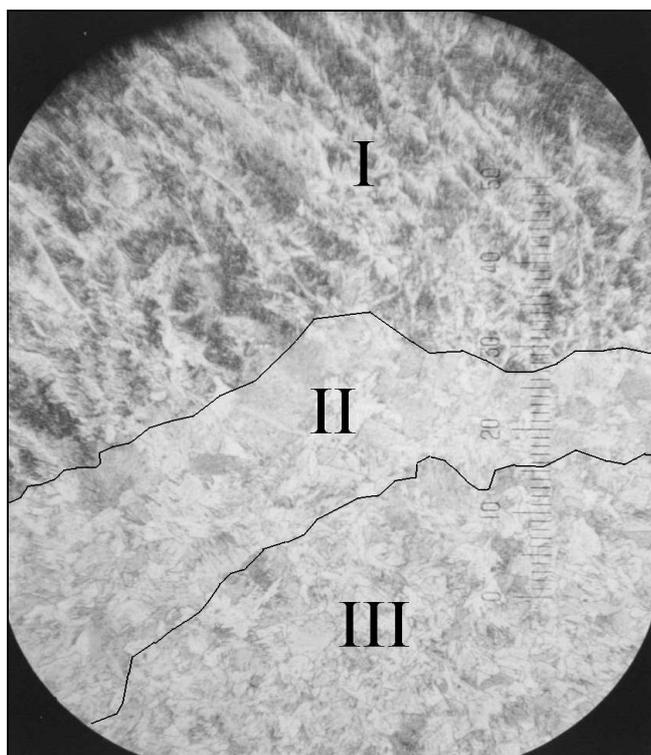


Figura 5.11 – Região 2 da figura 5.9 (aumento 50x).

5.5 Ensaio de Dureza nos Pontos Soldados

Como estudo complementar é importante verificar a variação da dureza do material nos pontos soldados. As medições foram feitas na escala Vickers [HV], carga de 0,5 kg e tempo de

aplicação 15 segundos. A figura 5.12 juntamente com a tabela 5.3 mostram os resultados obtidos.

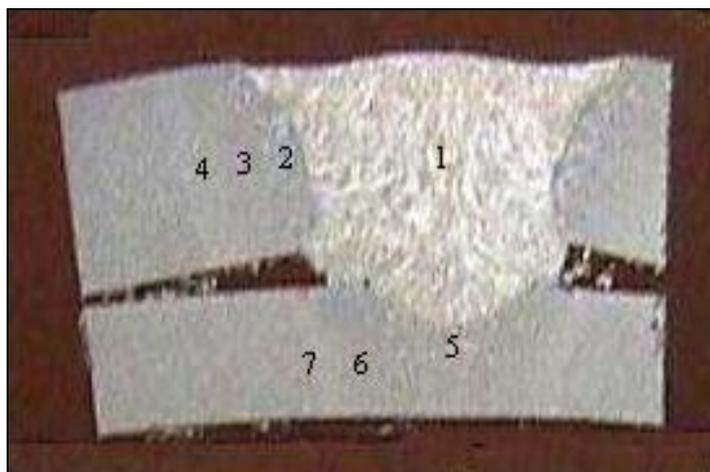


Figura 5.12 – Locais de medição de dureza.

Tabela 5.3 – Valores de dureza.

Local	Medição 1 [HV]	Medição 2 [HV]	Medição 3 [HV]	Média
1	185	186	183	184,6
2	129	126	127	127,3
3	119	117	116	117,3
4	114	118	114	115,3
5	128	133	131	130,6
6	120	118	121	119,6
7	115	112	116	114,3

Assim, constatou-se que nos locais de solda não foram detectadas alterações alotrópicas relevantes, além do aumento de grão, para fragilização do material, tais como a formação de martensita. Com relação às durezas medidas ao longo das regiões, os valores obtidos não apresentam grande variação ao longo da região estudada, além de serem considerados valores baixos em tal escala de dureza.

6. ALTERAÇÕES NO PROJETO DO MOLINETE

Recentemente, por decisão de engenharia, os reforços do tubo central foram modificados dimensionalmente visando solucionar o problema de quebra do mesmo. As principais alterações

do antigo para o novo reforço, como indicado pela tabela e a figura 6.1, foram o aumento da espessura da chapa utilizada na sua fabricação, o seu comprimento foi aumentado em direção às extremidades do tubo central e os quatro pontos de solda existentes nas pontas dos reforços foram excluídas, permanecendo apenas os dois cordões de solda.

Tabela 6.1 – Alterações dimensionais do antigo para o novo reforço.

	Comprimento [mm]	Espessura [mm]
Reforço antigo	350	3,35
Reforço novo	550	4,25

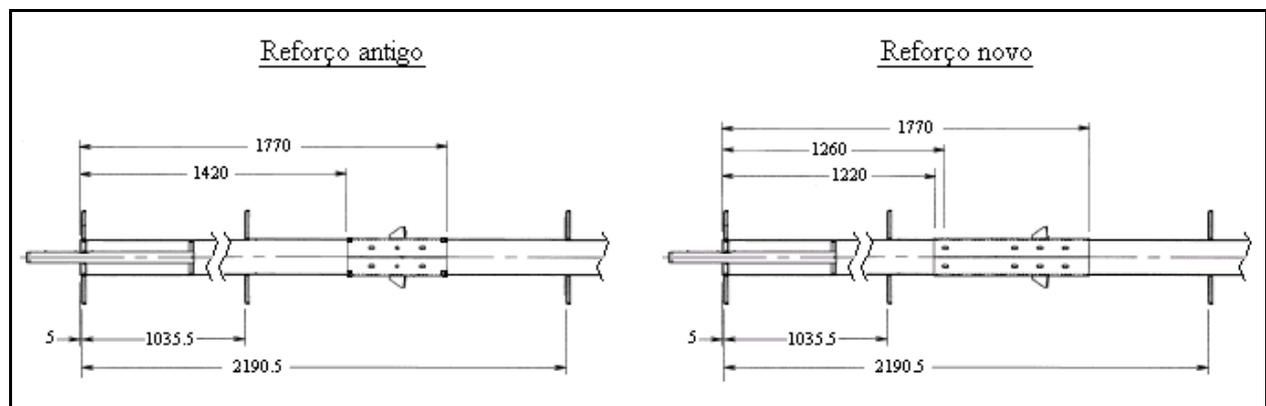


Figura 6.1 – Comparação entre o antigo e o novo reforço.

Até o momento não se têm informações de que a alteração dimensional do reforço do tubo central tenha implicado em melhoria na vida útil do molinete, pois tal modificação é de recente aplicação e, por isso, acredita-se que os novos molinetes serão realmente testados a partir da época de colheita que teve seu início pela metade do mês de outubro do ano 2000.

6.1 Cálculo do Momento Fletor no Local de Ruptura

Visto que o local passível de falha do tubo central foi deslocado em função da modificação das dimensões do reforço, é importante verificar quantitativamente a alteração dos esforços em determinada região.

Considerando estaticamente o próprio peso do molinete como força de aplicação sobre uma viga bi-apoiada, pôde-se verificar a diferença de momento fletor do antigo molinete para o novo. Para tanto, utilizou-se o método das funções de singularidade e fez-se a discretização do sistema, assim como mostrado na figura 6.2.

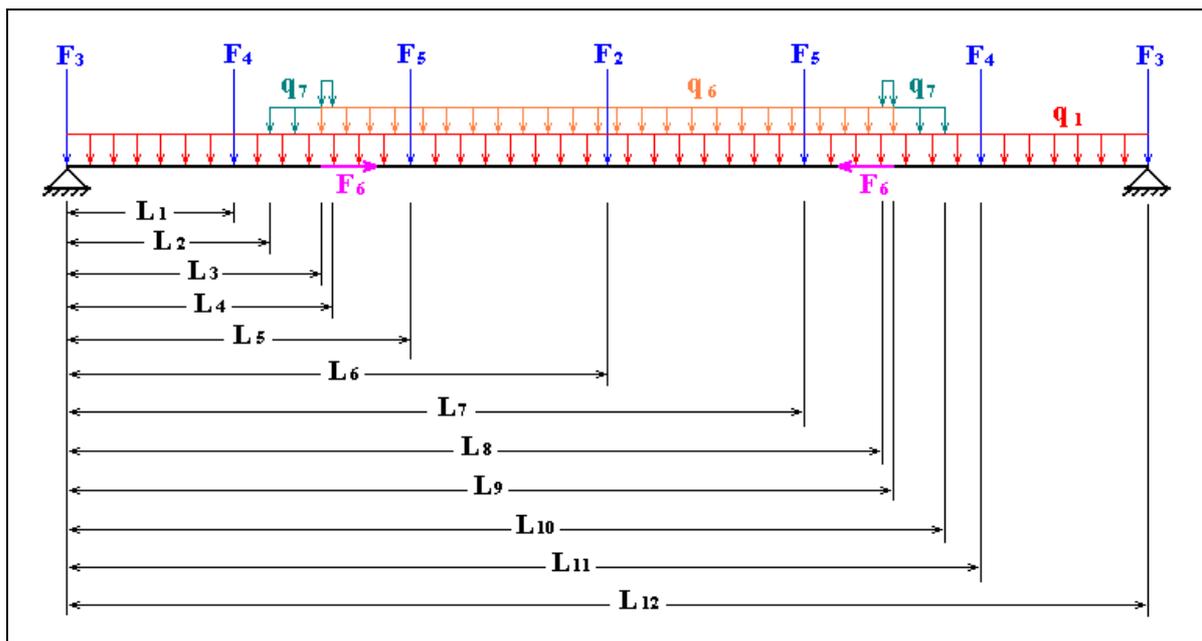


Figura 6.2 – Discretização do sistema mecânico.

A tabela 6.2 dá os valores de todas as forças atuantes sobre o molinete e as suas respectivas distâncias.

Tabela 6.2 – Valores das forças e suas respectivas distâncias.

Forças			
$F_2 = 371,4N$	$F_3 = 343,5N$	$F_4 = 296,9N$	$F_5 = 333,7N$
$q(1) = 100 N/m$	$q(6) = 58,8 N/m$	$q(7)_{antigo} = 105,8 N/m$	$q(7)_{novo} = 126 N/m$

Deslocamentos			
$L_1 = 1,0655m;$	$L_{2_{antigo}} = 1,4200m;$	$L_{2_{novo}} = 1,2200m;$	$L_3 = 1,6255m;$
$L_4 = 1,7700m;$	$L_5 = 2,2025m;$	$L_6 = 3,3215m;$	$L_7 = 4,4405m;$
$L_8 = 4,8730m;$	$L_9 = 5,0175m;$	$L_{10_{antigo}} = 5,2230m;$	$L_{10_{novo}} = 5,4230m;$
$L_{11} = 5,5775m;$	$L_{12} = 6,6430m;$		

Com os dados apresentados tem-se então a equação 6.1 para o carregamento aplicado sobre o tubo central e as equações 6.2 e 6.3 para determinação do esforço cortante e momento fletor respectivamente.

$$\begin{aligned}
q(x) = & -F_3 \langle x-0 \rangle^{-1} - F_4 \langle x-L_1 \rangle^{-1} - F_4 \langle x-L_{11} \rangle^{-1} - F_5 \langle x-L_5 \rangle^{-1} \\
& - F_5 \langle x-L_7 \rangle^{-1} - F_2 \langle x-L_6 \rangle^{-1} - q_1 \langle x-0 \rangle^0 - q_6 \langle x-L_3 \rangle^0 + q_6 \langle x-L_9 \rangle^0 \\
& - q_7 \langle x-L_2 \rangle^0 + q_7 \langle x-L_4 \rangle^0 - q_7 \langle x-L_8 \rangle^0 + q_7 \langle x-L_{10} \rangle^0 + R_1 \langle x-0 \rangle^{-1}
\end{aligned} \quad (6.1)$$

$$V(x) = \int_0^x -q(x)dx \quad (6.2)$$

$$M(x) = \int_0^x -V(x)dx \quad (6.3)$$

Assim, os momentos fletores calculados para as distâncias L_2 antigo e L_2 novo, locais considerados críticos no projeto, são:

$$M(L_2\text{antigo}) = 1688,6N.m$$

$$M(L_2\text{novo}) = 1492,4N.m$$

Os resultados mostram uma diferença de 196,2 $N.m$ no valor de momento fletor do novo reforço com relação ao antigo, implicando em um menor esforço no local passível de falha.

6.2 Possibilidade da Utilização de Um Tubo Central Alternativo

Atualmente a SLC-John Deere está desenvolvendo junto a fornecedores a possibilidade de fabricar um tubo central que se adapte a uma nova série de plataformas de corte. Tal tubo possui maior diâmetro externo que o atual, porém espessura menor, sendo o mesmo projetado para atender molinetes de até 30 pés de largura.

Tabela 6.3 – Dimensões dos tubos.

	Diâmetro externo [m]	Diâmetro interno [m]
Tubo atual	0.1270	0.1203
Tubo futuramente produzido	0.2032	0.1994

Visto que o atual tubo central não confere rigidez suficiente ao molinete, a utilização de um tubo de diâmetro maior pode solucionar tal problema, de modo que os reforços e os tirantes não mais precisarão ser fabricados e utilizados. Assim, torna-se relevante a economia na

fabricação de tal molinete, visto que não se tem mais gastos de material, tempo de mão de obra e de equipamentos de solda com tais componentes.

Utilizando-se a equação 4.1 (mostrada na página 8), percebe-se que a mesma utilizada para o cálculo de deslocamento transversal para uma viga bi-apoiada, analogia feita com relação ao molinete, é inversamente proporcional ao momento de inércia da seção transversal da mesma. Assim, percebe-se que quanto maior o momento de inércia do tubo central menor será o deslocamento transversal em função do seu peso próprio, o que indica um aumento na rigidez do mecanismo. A equação 6.4, utilizada para o cálculo do momento de inércia de seções cilíndricas vazadas, indica um aumento de quase 2,5 vezes no momento de inércia do tubo central atualmente utilizado para o futuramente produzido.

$$J = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (6.4)$$

Onde: D = Diâmetro externo [m]
 d = Diâmetro interno [m]
 J = Momento de inércia [m⁴]

$$J_{T.atual} = 2,48 \times 10^{-6} m^4$$

$$J_{T.novo} = 6,08 \times 10^{-6} m^4$$

Tabela 6.4 – Comparação entre os momentos de inércia calculados.

Descrição do mecanismo	Momento de Inércia [m ⁴]
Molinete 23 pés de produção atual	7,86x10 ⁻⁶
Tubo do molinete 23 pés de produção atual	2,48x10 ⁻⁶
Tubo central a ser produzido	6,08x10 ⁻⁶

Se comparado ao momento de inércia real determinado previamente para o molinete atualmente fabricado (tabela 6.4), o qual tem a rigidez necessária devido ao tensionamento dos reforços, percebe-se que o novo tubo central apresenta um valor menor, porém bastante próximo. Assim, com a montagem de todos os componentes constituintes do molinete que ajudam a aumentar o momento de inércia de todo o conjunto, percebe-se que com tal tubo central ter-se-á a rigidez necessária para este novo conjunto.

7. CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

Visto que a frequência natural do molinete é cerca de seis vezes a máxima rotação de funcionamento do mecanismo, conclui-se que é pouco provável que haja qualquer dano no tubo central sendo causados por efeito de vibração, segundo as aproximações feitas para este estudo.

Com relação aos locais onde ocorrem as falhas dos tubos centrais, ficou constatado que pelo alto tensionamento da região, devido às solicitações trativas causadas pelo aperto dos tirantes combinadas com as solicitações de flexão variável junto aos cantos vivos formados entre os pontos de solda e o tubo, tem-se a propagação de trincas por fadiga do material. Tal mecanismo de falha parece não ser influenciado pela microestrutura nas regiões de solda, visto que não foi verificada nenhuma alteração alotrópica considerável além do aumento de grão junto à (ZAC).

As modificações de projeto implementadas pela engenharia, com a modificação dos reforços, segundo cálculo de esforços nos locais passíveis de ruptura, resultou em melhorias. No entanto, devido à ausência de testes, nada se pode afirmar em quanto a vida útil do molinete pode ser aumentada. Construtivamente, ainda se tem os cantos vivos junto aos pontos de solda em locais de grande solicitação.

Como solução de projeto pode-se propor a alternativa de utilização de um tubo central de maior diâmetro externo. Com isso, há um aumento da rigidez com o qual se espera solucionar o problema de quebra e, também, eliminar a fabricação e utilização de todos os componentes necessários na montagem dos reforços do atual molinete 23 pés, objeto deste estudo. Finalmente, com as modificações propostas de solução de projeto, espera-se obter resultados com redução de custos de material, na fabricação e mão de obra de montagem do sistema mecânico - Molinete.

BIBLIOGRAFIA

- TAMAGNA, Alberto, 1993. **“Apostila da disciplina de Vibrações I – ENG03374”**.
- SHIGLEY, Joseph E., 1984. **“Elementos de Máquinas I e II”**, Livros Técnicos e Científicos Editora.
- POPOV, Egor P., 1996. **“Introdução à Mecânica dos Sólidos”**, Editora Edgard Blücher LTDA.
- MACHADO, Ivan Guerra, 1996. **“Soldagem e Técnicas Conexas: Processos”**, Editado pelo autor.
- A.S.M. - Metals Handbook., 1986, **“Failure Analysis and Prevention”**, Vol.11, 10ª Edition.

PROVENZA, Francesco, 1996, **“Projetista de Máquinas”**, Editado pelo autor.

CASSOU, Carlos Alberto, 2000. **“Apostila da disciplina de Metodologia de Análise de Falhas”**, Editora Gráfica UFRGS.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Vilson João Batista, Chefe do Departamento de Engenharia Mecânica – DEMEC/EE/UFRGS.

Ao Prof. José Antônio Esmerio Mazzaferro – DEMEC/EE/UFRGS.

A SLC – John Deere, Horizontina RS, na pessoa do Eng. Marlon Adamy, Supervisor do Setor DIEPPC - Plataformas – Divisão Industrial de Engenharia de Produto.