

UNIVERSIDADE FEDERAL DO PAMPA

CARLEI BRÖNSTRUP

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA CÉLULA DE CARGA PARA MEDIR FORÇA
DE TRAÇÃO EM TRATORES AGRÍCOLAS**

**Alegrete
2017**

CARLEI BRÖNSTRUP

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA CÉLULA DE CARGA PARA MEDIR FORÇA
DE TRAÇÃO EM TRATORES AGRÍCOLAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Tonilson de Sousa Rosendo

Coorientador: Prof. Dr. Vilnei de Oliveira Dias

**Alegrete
2017**

CARLEI BRÖNSTRUP

**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA CÉLULA DE CARGA PARA MEDIR FORÇA
DE TRAÇÃO EM TRATORES AGRÍCOLAS**

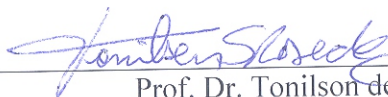
Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Pampa, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Tonilson de Sousa Rosendo


Coorientador: Prof. Dr. Vilnei de Oliveira Dias

Trabalho de Conclusão de Curso defendido e aprovado em: 03 de julho de 2017.

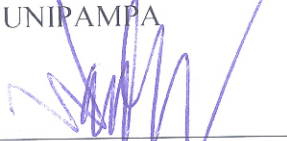
Banca examinadora:



Prof. Dr. Tonilson de Sousa Rosendo
Orientador
UNIPAMPA



Prof. Dr. Vilnei de Oliveira Dias
Coorientador
UNIPAMPA



Prof. Dr. Wang Chong
UNIPAMPA

Dedico este trabalho aos meus pais, Ernani
Brönstrup e Rosane M.S. Brönstrup.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pelo simples fato de ter me concedido os dias vividos e vivenciados até hoje, e pela força e coragem dadas nas horas mais necessárias.

Ao professor Tonilson de Sousa Rosendo por sua dedicação, auxílio incontestável e incentivo no decorrer da elaboração deste trabalho.

Ao professor Vilnei Dias de Oliveira pela ideia do trabalho, por sua dedicação e suas dicas ao longo do trabalho.

Aos meu amados pais, Ernani e Rosane, e minha querida irmã Carina, pelo amor e carinho, assim como o apoio e compreensão que tanto foram exigidos. Amo vocês.

À minha amável e doce namorada Bruna Maria, à qual com certeza sem tê-la ao meu lado todos os anos desta graduação, caminhando ao meu lado, dando amor, carinho e companheirismo, não teria sido a mesma coisa. Te amo.

Aos meus colegas e amigos pela amizade e a ajuda, direta ou indiretamente.

Aos Técnicos de Laboratório da UNIPAMPA – Campus Alegrete, pela incansável disposição e auxílio ao decorrer dos erros e acertos do trabalho.

Enfim, à todos que fizeram parte da minha caminhada nos longos anos da graduação, meu mais sincero muito obrigado!

RESUMO

A força de tração, disponível na barra de tração de implementos agrícolas, é o principal parâmetro de comparação entre vários fatores de trabalho de tratores agrícolas, como o consumo horário e específico, por exemplo. Assim, um medidor de força de tração de implementos agrícolas que possibilite aquisição de dados no tempo permite a avaliação de parâmetros de solo referentes a realidade regional, otimizando o trabalho no campo. Permite também auxiliar na identificação de pontos críticos de operação em determinadas condições de uso/serviço. É dentro deste contexto que situa-se este trabalho, que tem por objetivo o projeto e construção de uma célula de carga para medir a força de tração que um trator agrícola exerce ao puxar algum implemento. O projeto é feito inicialmente a partir de simulações numéricas através do software Ansys Workbench, para análise de tensões, seguido da fabricação da célula de carga, com materiais disponíveis junto ao curso de Engenharia Mecânica da UNIPAMPA/Campus Alegrete. A célula de carga projetada utiliza extensômetros de resistência elétrica ou *strain gages* que são transdutores que convertem deformação em variação da resistência elétrica. Quatro *strain gages* são ligados entre si na forma de um circuito Ponte de Wheatstone que converte variação de resistência elétrica em variação de tensão elétrica. Também foi projetado e desenvolvido um dispositivo para conexão da célula de carga ao trator e ao implemento de forma a garantir que a mesma sofra apenas esforços axiais quando posta em serviço. Posteriormente à fabricação da célula de carga, foi feita a sua calibração utilizando uma máquina universal de ensaios. Por fim, o conjunto projetado (célula de carga e dispositivo) foi utilizado em testes experimentais de campo, segundo as normas NBR 10400 e CODE 2 – OECD. Os testes mostraram resultados satisfatórios e condizentes com o esperado validando o projeto. A calibração revelou a reprodutibilidade da célula de carga projetada e uma grande precisão. Os testes experimentais de campo foram realizados em três regimes de carga e mostraram resultados satisfatórios e foram consistentes com o esperado, validando assim o projeto desenvolvido. Os resultados também mostraram a complexidade da realização de um projeto mecânico, principalmente quando se trata de um sistema que envolve multidisciplinaridade.

Palavras-chave: célula de carga, *strain gages*, tração de implementos.

ABSTRACT

The pulling force, available on the agricultural implement drawbar, is the main parameter of comparison between various factors of agricultural tractors, such as hourly and specific consumption, for example. Thus, a traction force meter of agricultural implements that allows the acquisition of data in the time allows the evaluation of soil parameters referring to the regional reality, optimizing the work in the field. It also helps to identify critical points of operation under certain conditions of use / service. It is within this context that this work is located, whose objective is the design and construction of a load cell to measure the tractive force that an agricultural tractor exerts when pulling some implement. The project is initially done from numerical simulations through the Ansys Workbench software, for stress analysis, followed by the load cell manufacturing, with materials available at the UNIPAMPA / Campus Alegrete Mechanical Engineering course. The designed load cell utilizes strain gages or strain gages that are transducers that convert deformation into varying electrical resistance. Four strain gages are connected together in the form of a Wheatstone Bridge circuit that converts variation of electrical resistance into electric voltage variation. A device for connecting the load cell to the tractor and implement has also been designed and developed to ensure that it only undergoes axial loads when put into service. After the load cell was fabricated, it was calibrated using a universal test machine. Finally, the designed set (load cell and device) was used in experimental field tests, according to NBR 10400 and CODE 2 - OECD standards. The tests showed satisfactory and consistent results, validating the project. Calibration revealed the reproducibility of the designed load cell and high accuracy. The experimental field tests were performed in three load regimes and showed satisfactory results and were consistent with the expected, thus validating the developed project. The results also showed the complexity of performing a mechanical design, especially when it comes to a system that involves multidisciplinary.

Key words: load cell, strain gages, traction of implements

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Relação de potência para tratores agrícolas.....	16
Figura 2 – Exemplo de ensaio de tração na barra de tração através de células de carga	17
Figura 3 – Força aplicada axialmente em uma barra de seção retangular	20
Figura 4 – Tipos de extensômetros de resistência elétrica	21
Figura 5 – Extensômetros simples ou múltiplos (rosetas)	22
Figura 6 – Ponte de Wheatstone genérica	23
Figura 7 – Diferentes disposições de resistências em ponte de Wheatstone.....	24
Figura 8 – Alocação dos strain gages em um corpo cilíndrico.....	26
Figura 9 – Teoria da tensão de cisalhamento máxima	29
Figura 10 – Teoria da energia de distorção máxima.....	30
Figura 11 – Máquina de ensaios universais - EMIC Linha DL.....	32
Figura 12 – Espectrômetro de emissão ótica B2 Advanced.....	33
Figura 13 – Strain Gage roseta biaxial do tipo folha	33
Figura 14 – Data Logger HBM Spider8.....	34
Figura 15 – Inversor de corrente.....	35
Figura 16 – Torno CNC utilizado na usinagem da célula de carga e corpo de prova	35
Figura 17 – Torno manual utilizado para ajustes de medidas tos tubos	36
Figura 18 – Corpo de prova para ensaio de tração	38
Figura 19 – Gráfico Tensão x Deformação do material da célula de carga	38
Figura 20 – Concepções inicialmente idealizadas para a célula de carga.....	42
Figura 21 – Concepção final da geometria da célula de carga.....	42
Figura 22 – Concepção final do suporte de fixação da célula de carga.....	43
Figura 23 – Detalhes da montagem da concepção do suporte fixador	43
Figura 24 – Simulação estática da célula de carga	44
Figura 25 – Simulação estática do conjunto célula-suporte.....	44
Figura 26 – Peça final acabada	46
Figura 27 – Soldagem do suporte fixador	46
Figura 28 – Conjunto montado na barra de tração do trator	47
Figura 29 – Strain gage colado na superfície da célula de carga.....	47
Figura 30 – Instrumentação: a) ligação elétrica dos terminais dos SG e b) cabeamento.....	48
Figura 31 – Suporte construído para calibração da célula de carga	48

Figura 32 – Suporte para ensaio de tração alocado na máquina.....	49
Figura 33 – Dados de deformações e forças adquiridos no ensaio 1	50
Figura 34 – Dados de deformações e forças adquiridos no ensaio 2.....	50
Figura 35 – Correlação entre força e deformação (Teste 1).....	50
Figura 36 – Correlação entre força e deformação (Teste 2).....	51
Figura 37 – Disposição dos tratores para os experimentos	53
Figura 38 – Alocação dos eletrônicos	54
Figura 39 – Gráfico força x tempo em um teste completo.....	55
Figura 40 – Forças de tração (R1a) à rotação de 1800rpm do motor do trator lastro	56
Figura 41 – Forças de tração (R1b) à rotação de 1800rpm do motor do trator lastro.....	56
Figura 42 – Forças de tração (R1c) à rotação de 1800rpm do motor do trator lastro	56
Figura 43 – Forças de tração (R2a) à rotação de 1600rpm do motor do trator lastro	57
Figura 44 – Forças de tração (R2b) à rotação de 1600rpm do motor do trator lastro.....	57
Figura 45 – Forças de tração (R2c) à rotação de 1600rpm do motor do trator lastro	58
Figura 46 – Forças de tração (R3a) à rotação de 1400rpm do motor do trator lastro	58
Figura 47 – Forças de tração (R3b) à rotação de 1400rpm do motor do trator lastro.....	59
Figura 48 – Forças de tração (R3c) à rotação de 1400rpm do motor do trator lastro.....	59

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição química do aço utilizado na célula de carga	39
Tabela 2 – Parâmetros de tratamento de testes.....	40
Tabela 3 – Tratamento estatístico das forças médias.....	60
Tabela 4 – Patinamento das rodas do trator TL75E.....	60

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
1.1 Objetivos.....	13
1.2 Justificativa	13
1.3 Estruturação do trabalho	13
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1 Força de tração de implementos agrícolas.....	15
2.2 Extensometria de resistência elétrica	18
2.2.1 Conceitos fundamentais sobre <i>Strain Gages</i>	18
2.2.2 Medição de força por extensômetros de resistência elétrica.....	19
2.2.3 Ponte de <i>Wheatstone</i>	22
2.2.4 Transdutores de força	25
2.3 Critérios de falha	27
2.3.1 Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima.....	28
2.3.2 Teoria da energia de distorção máxima	29
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	31
3.1 Materiais	31
3.1.1 Softwares.....	31
3.1.2 Material da célula de carga e suporte	31
3.1.3 Máquina universal de ensaios	32
3.1.4 Instrumentação da célula de carga.....	33
3.1.5 Condicionador de sinais	33
3.1.6 Tratores	34
3.1.7 Inversor de corrente	34
3.1.8 Tornos	35
3.2 Métodos	36

3.2.1 Concepção da célula de carga e do suporte fixador	36
3.2.2 Fabricação da célula de carga e do suporte fixador.....	37
3.2.3 Caracterização do material da célula de carga	37
3.2.4 Instrumentação da célula de carga.....	39
3.2.5 Calibração da célula de carga.....	39
3.2.6 Avaliações de campo	40
4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS	41
4.1 Concepção da célula de carga e suporte fixador	41
4.2 Fabricação da célula de carga e do suporte fixador	45
4.3 Instrumentação da célula de carga	47
4.4 Calibração da célula de carga	48
4.5 Avaliações de campo.....	52
5 CONCLUSÕES	62
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	64
APÊNDICE A – Dimensões da Célula de Carga	67
APÊNDICE B – “Código G” utilizado na usinagem da célula de carga	68
APÊNDICE C – Dimensões do suporte fixador da célula de carga	71
APÊNDICE D – Tabela de tensões de saída para valores predeterminados de forças de tração	72

1 INTRODUÇÃO

No atual cenário da produção, cada vez mais tem-se investido em tecnologia para máquinas agrícolas, sendo essas de papel fundamental para chegar-se ao patamar atual da produção, daí a importância dessas máquinas no campo. A tecnologia tem papel estratégico na produção agrícola, em razão da quantidade de parâmetros envolvidos, os quais podem ser para melhorar desde o preparo e manejo do solo até a saída do cultivo da lavoura.

Muitos foram os avanços tecnológicos incorporados em máquinas agrícolas ao longo do tempo, como *Global Positioning System* (GPS), *Differential Global Positioning System* (DGPS), dentre outros, que auxiliam tanto operador como máquina a manter-se na linha de operação até mesmo sem ter nenhuma intervenção do operador.

Contudo não se deve confundir eletrônica embarcada com instrumentação eletrônica, se tratam de coisas parecidas porém distintas. A primeira consiste em sistemas que executam funções que variam de um fabricante a outro, geralmente são aparelhos de monitoramento que podem ser visualizados em *displays* analógicos ou digitais com informação em tempo real de dados ao operador durante a operação. Instrumentação eletrônica é o equipamento utilizado na obtenção de dados de desempenho da máquina, para fins de ensaios, estudos e pesquisas. (RUSSINI, 2009)

O processo de desenvolvimento de máquinas agrícolas, pela maior parte das empresas do segmento, como relata Brasil (1997) e Romano et. al. (2001), não dispõem, em geral, de métodos ordenados para elaboração do projeto das mesmas, podendo ser encontrado produtos onde o processo de desenvolvimento foi efetuado apenas com base nas experiências dos seus responsáveis.

O presente trabalho busca desenvolver o projeto e a construção de um instrumento de medição da força de tração exercida por um trator agrícola sobre implementos por ele puxados. Extensômetros de resistência elétrica serão utilizados para construir uma célula de carga que permita o monitoramento da força de forma elétrica. Para isso são necessários conhecimento de resistência dos materiais, de elementos de máquinas, noções básicas em elétrica e eletrônica e das normas utilizadas para avaliação da força de tração em tratores agrícolas. O sistema desenvolvido deve permitir o registro de dados em tempo real e o seu armazenamento de forma eletrônica para fins de tratamentos posteriores.

1.1 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é o desenvolvimento de um dispositivo de medição de força de tração de implementos agrícolas.

Pode-se citar como objetivos específicos:

- a) Projetar e construir uma célula de carga, que suportará todo esforço axial entre trator e implemento;
- b) Projetar detalhadamente e construir um instrumento de suporte adequado ao trator disponível na UNIPAMPA/Campus Alegrete;
- c) Calibrar a célula de carga;
- d) Realizar Avaliações de campo para validação do projeto.

1.2 Justificativa

Com o aumento da produção do setor agrícola, aumenta também a oferta e procura de tecnologia embarcada nas máquinas e implementos agrícolas utilizados para o preparo e plantio do campo. Dessa maneira, o projeto de máquinas cada vez mais deve se adequar a esse mercado.

Atualmente, a metodologia usada para realizar o dimensionamento de máquinas e implementos é baseada em normas americanas, cujas equações possuem parâmetros que são obtidos em condições de campo diferentes da nossa região (Fronteira Oeste do Rio Grande do Sul).

Partindo desta realidade, o projeto de um medidor de força de tração de implementos agrícolas com aquisição de dados permitirá avaliar parâmetros de solo referentes a realidade regional ajudando então na adequação das equações até então utilizadas. Os dados obtidos, também permitirão a verificação de pontos críticos de operação em determinadas condições de serviço. Ademais, vários estudos científicos podem ser realizado com o auxílio do medidor de força de tração, uma vez que a força de tração disponível na barra de tração de implementos agrícolas é o principal parâmetro de comparação entre vários fatores de trabalho.

1.3 Estruturação do trabalho

O trabalho desenvolvido é apresentado em cinco capítulos. No primeiro capítulo, a introdução, apresenta-se uma breve contextualização, o problema de pesquisa, bem como os objetivos para a realização deste trabalho. O segundo capítulo, a fundamentação teórica, exhibe

os conceitos necessários para o desenvolvimento do tema. Neste tópico são explanados os conceitos básicos sobre força de tração em implementos agrícolas, extensometria de resistência elétrica e critérios de falha. O terceiro capítulo, materiais e métodos, apresenta os materiais e procedimentos adotados no projeto da célula de carga assim como do suporte da mesma. O quarto capítulo apresenta o desenvolvimento do trabalho junto dos resultados obtidos através das simulações numéricas, a construção da célula de carga assim como seu suporte, e as análises gráficas dos ensaios experimentais. O quinto capítulo apresenta as conclusões do trabalho. E por fim, as referências bibliográficas utilizadas e os apêndices.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

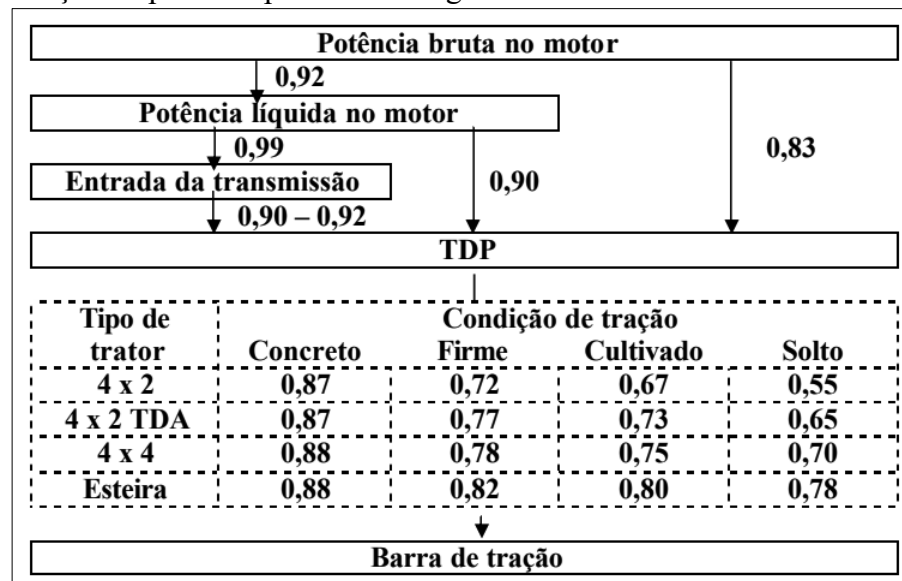
Neste tópico encontra-se a revisão de literatura realizada para compreensão do tema abordado no trabalho, sobre construção de dispositivo de medição de força de tração em implementos agrícolas. Primeiramente, é feita uma revisão sobre força de tração de implementos agrícolas exercida por uma máquina apropriada para esse uso. Seguindo, aborda-se sobre o princípio de funcionamento de extensometria de resistência elétrica, com ênfase em extensômetros (*Strain Gage*), montagem de circuito elétrico do tipo Ponte de Wheatstone para medição de tensões elétricas, e também sobre os modelos de transdutores de força, ou células de carga. Por fim, acerca-se sobre critérios de falha de materiais e das normas para determinação de desempenho de tratores agrícolas.

2.1 Força de tração de implementos agrícolas

Para verificar a compatibilidade entre trator e implemento, ou então para dimensionar o implemento corretamente para o trator, faz-se necessário conhecer a força e a potência solicitada pelo implemento agrícola. A força de tração dos tratores depende principalmente da potência do motor, da distribuição de peso nas rodas de tração, do tipo de engate, e das condições de solo (ASAE, 2003).

A relação de potência para tratores agrícolas pode ser avaliada a partir da Figura 1, devendo-se considerar que o trator está devidamente lastrado. Quatro condições de superfícies e quatro tipos de tratores são exemplificados. Os números indicados na figura mostram o quanto de potência chega a cada parte do trator (potência líquida no motor, entrada na transmissão, TDP e barra de tração), ou seja, a porcentagem da potência bruta no motor.

Figura 1 – Relação de potência para tratores agrícolas



Fonte: Adaptado de ASAE (2003, p. 3)

A força de tração exigida por implementos que trabalham com pequenas profundidades no solo depende sobretudo da largura e velocidade de trabalho. Para implementos que possuem ferramentas que operam a maiores profundidades, a força de tração depende também da textura do solo, geometria e profundidade de trabalho da ferramenta.

De modo geral, a força de tração exigida para tracionar implementos típicos é expressa pela Equação 1 (ASAE, 2003):

$$D = F_i \times [A + B(S) + C(S)^2] \times W \times T \quad \dots(1)$$

Onde D representa a força de tração por implemento em Newtons [N]; F é dependente adimensional de parâmetros da textura do solo; i tem valores adimensionais tabelados para solo argiloso, médio ou arenoso; A , B e C são variáveis específicas da máquina utilizada; S é a velocidade de trabalho em [km/h]; W denota o número de ferramentas ou largura, em metros, do implemento; e T é a profundidade em que se trabalha, dado em centímetros.

Outra maneira de estimar a força na barra de tração do trator, depende somente da potência na barra de tração e da velocidade de operação. Potência essa que pode ser calculada multiplicando a potência bruta do trator pelos percentuais de perdas, vide Figura 1. Partindo da Equação 2, e rearranjando-a, chega-se à força estimada de tração do trator, como mostra a Equação 3:

$$P_{líquida} = \frac{F_t \times V}{270} \quad \dots(2)$$

$$F_t = \frac{P_{líquida} \times 270}{V} \quad \dots(3)$$

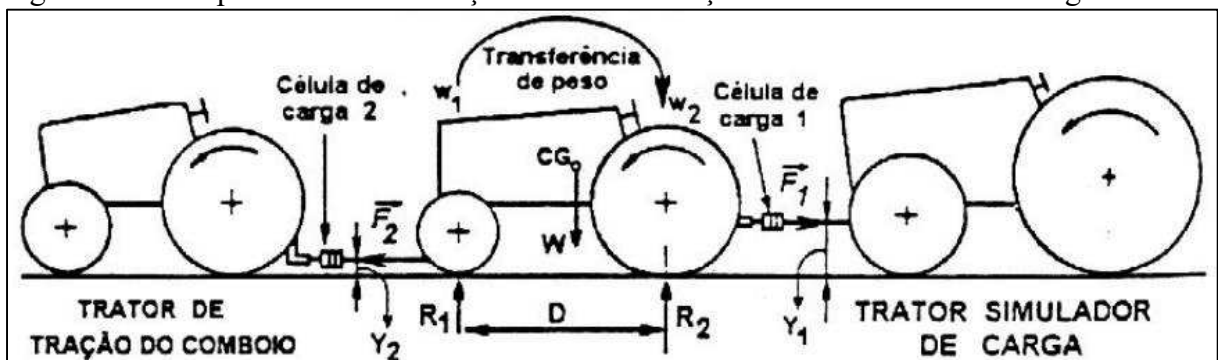
Onde $P_{líquida}$ é a potência líquida do trator dada em cavalo-vapor [cv], F_t é a força de tração na barra de tração em quilogramas-força [kgf], V é a velocidade [km/h] de deslocamento do trator, e 270 é resultado de transformação de unidades.

Outrora, para a determinação do desempenho na barra de tração de tratores agrícolas segue-se a NBR 10400 (1997), que prescreve o método para a determinação das características técnicas e desempenho de tratores agrícolas. Esta norma pode ser aplicada a tratores agrícolas de dois eixos equipados com rodas ou esteiras, os quais podem ser modelos de produção em série ou protótipos ou modelos de pré-produção.

Outra norma que apresenta os mesmos parâmetros para testes de performance de tratores é o Código 2 da Organisation For Economic Co-operation and Development (OECD, 2010), que tem como título, traduzido para o português: “código padrão da OECD para testes oficiais de desempenho de tratores de agrícolas e florestais”.

Para ambas as normas, resumidamente, os testes são realizados em concreto firme, onde um trator é o elemento de tração, e outro trator é o elemento tracionado, ou seja, um trator serve como “freio” do outro. Basicamente, é variada a rotação do “trator lastro” para que este faça força contrária, gerando uma força de tração na barra de tração do trator a ser testado. A Figura 2 exemplifica como são feitos tais testes. Esta figura mostra apenas um dos exemplos de como é feito o teste, evidenciando qual trator é o de tração e qual é o simulador de carga.

Figura 2 – Exemplo de ensaio de tração na barra de tração através de células de carga



Fonte: SANTOS e SANTOS (2001)

Segundo Barbosa (2008), a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) fornece parâmetros relativos ao ensaio de desempenho de motores do ciclo Otto e Diesel, como: potência observada (kW), torque (Nm), consumo horário ($\text{kg}\cdot\text{h}^{-1}$).

Conforme Srisvastava et al. (1996), os ensaios na tomada de potência (TDP) e na barra de tração dos tratores agrícolas podem ser usados na comparação de desempenho entre várias marcas e modelos de tratores. Para Russini (2012) “quando os ensaios comparativos são feitos por agências independentes das fábricas, resulta em uma competição entre fabricantes que tende a promover o melhoramento do projeto do trator”.

2.2 Extensometria de resistência elétrica

2.2.1 Conceitos fundamentais sobre *Strain Gages*

A maneira mais comum de avaliar peças estruturais de máquinas, edifícios, veículos, aviões, etc. se baseia no cálculo das forças atuantes no material. Este método é possível desde que as cargas dos componentes sejam conhecidos, tanto qualitativa como quantitativamente. Os problemas surgem particularmente quando as cargas são desconhecidas ou apenas aproximadas. A fim de satisfazer os requisitos de segurança e para fornecer uma vida em serviço do componente, as tensões do material deve ser conhecidas. Consequentemente, são necessárias medições em condições operacionais (HOFFMANN, 1989).

Segundo Hoffmann (1989), as tensões mecânicas são praticamente impossíveis de se determinar em condições operacionais, e que o processo de análise por raios-X, que poderia ser mais adequado, está sujeito a restrições em sua aplicação.

Baseado em uma descoberta feita pelo cientista inglês Robert Hooke (1678) foi desenvolvido um método prático para a determinação experimental de tensões do material. Ele encontrou uma relação entre a tensão do material e sua deformação resultante. Esta deformação (*strain* em inglês), também ocorre na superfície dos objetos e é, portanto, acessível para medição.

Dentre as diversas técnicas utilizadas para análise experimental de tensões, provavelmente, a mais utilizada atualmente é por meio de extensômetros, ou do inglês *strain gage*, para medição de deformações da estrutura.

Extensômetros estes que podem incluir efeitos mecânicos, tais como a tensão ou deslocamento de um corpo ou de uma mola, como também podem ser ópticos, tais como

provocar uma alteração das propriedades ópticas de fibras ópticas. Eles também podem ser elétricos, incluindo: resistivo, capacitivo, magnetostritivo, e piezoelétrico (LIPTÁK, 2013).

A extensometria de resistência elétrica é a mais utilizada devido a versatilidade, precisão e relação custo/benefício, podendo ser utilizada em laboratório ou em campo, em aplicações delicadas como células-de-carga para balanças de precisão, ou grosseiras como serviços pesados da indústria petrolífera por exemplo. Trata-se de um método quantitativo, superficial, pontual e que pode ser utilizado em aplicações tanto estáticas quanto dinâmicas.

2.2.2 Medição de força por extensômetros de resistência elétrica

A medição de força realizada através de transdutores de força fundamenta-se na aplicação de extensômetros ou *strain gage*, que são sensíveis às deformações produzidas sobre um corpo com capacidade de deformação elástica devido às forças sobre ele aplicadas (ANDOLFATO; CAMACHO; DE BRITO, 2004). Segundo Elbestawi (2001) e Morris (2001) extensômetros são transdutores resistivos, mecanicamente deformáveis, onde sua resistência elétrica é variável de acordo com seu respectivo grau de deformação.

Aplicada uma força axial F , de tração ou compressão, em um corpo, há um aumento ou redução do comprimento original l , identificado como Δl . A Figura 2 mostra de forma genérica uma barra retangular submetida a uma força axial. A deformação ε , é determinada como a razão entre a variação de comprimento Δl após aplicação da força F , e o comprimento original, l , como mostra a Equação 4:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad \dots(4)$$

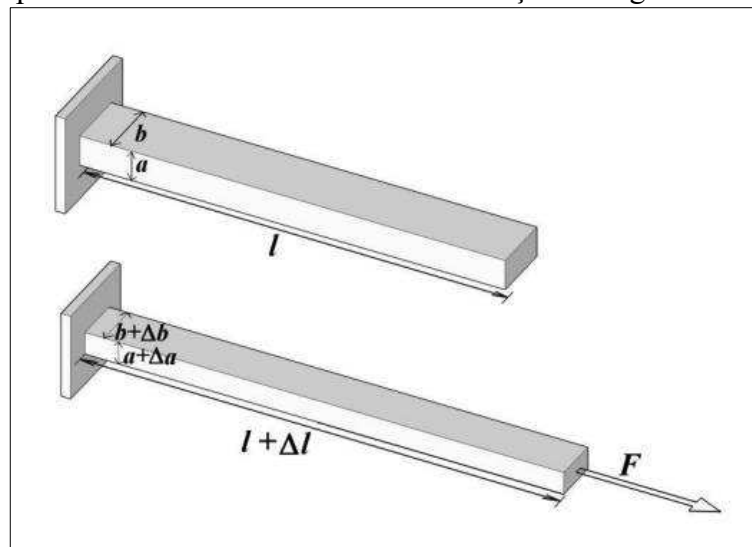
Considerando que uma extremidade da barra, conforme a Figura 3, seja engastada, a força aplicada ao corpo, tracionando ou comprimindo, é compensada por uma força de mesmo módulo, gerada no seu interior. Considerando-se que a força é uniformemente distribuída sobre a seção transversal da barra, a grandeza da força aplicada por unidade de área, A , é chamada de tensão, σ , dada pela Equação 5.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad \dots(5)$$

Experimentalmente se observa que a tensão aplicada sobre o corpo, é proporcional à sua deformação para uma faixa de tensões mais baixas e limitadas, conhecida como a região elástica da curva tensão-deformação característica. A Lei de Hooke permite relacionar a tensão e a deformação na região elástica, segundo a Equação 6, onde E é o módulo de elasticidade longitudinal, ou módulo de Young.

$$\sigma = E_y \varepsilon \quad \dots(6)$$

Figura 3 – Força aplicada axialmente em uma barra de seção retangular



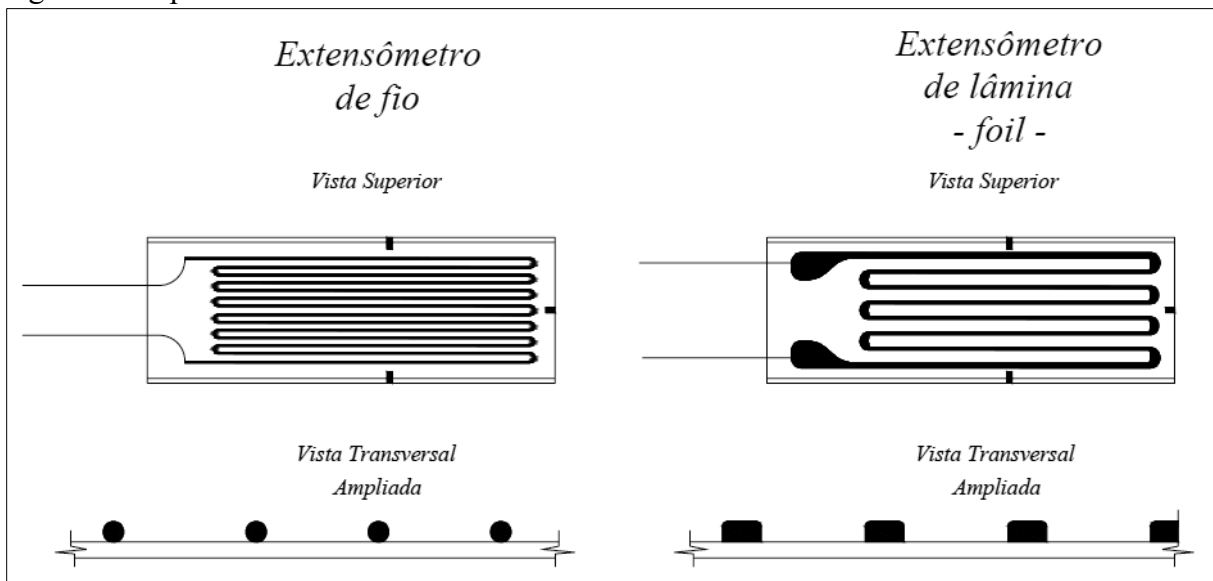
Fonte: Guadagnini, da Rocha e Barlette (2011, p. 754)

Como dito anteriormente, extensômetros são baseadas na variação da resistência elétrica de um condutor ou semicondutor quando submetidos a um esforço mecânico. William Thomson (ou Lord Kelvin) apresentou em 1856 uma equação para a resistência de fios condutores. Segundo seu trabalho, a resistência elétrica, R , de um fio condutor de comprimento l , seção transversal A , e resistividade ρ é dada pela Equação 7:

$$R = \rho \frac{l}{A} \quad \dots(7)$$

O elemento sensor que sofre a deformação em um extensômetro é formado por uma grade de material resistivo em uma pequena área contendo uma dada resistência, geralmente de 120Ω . Podendo essa grade de material ser formada por fios ou lâminas, como demonstra a Figura 4.

Figura 4 – Tipos de extensômetros de resistência elétrica



Fonte: Andolfato, Camacho e de Brito (2004, p. 5)

De um modo geral a mudança relativa na resistência elétrica depende principalmente da deformação mecânica do fio do condutor, e também depende, em menor grau, da mudança na resistividade do material do condutor como resultado de alterações na sua microestrutura (HOFFMANN, 1989).

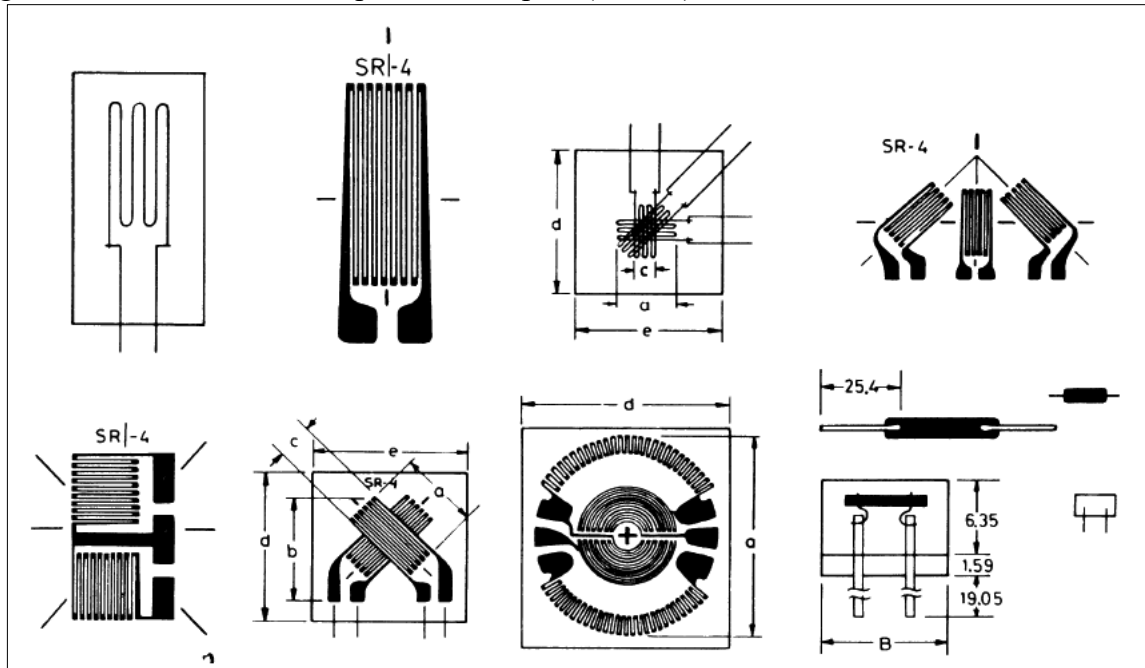
Na construção de extensômetros, espera-se que não haja alterações significativas na resistividade do material com sua deformação elástica, sendo então que o fator do extensômetro dependa somente do coeficiente de Poisson do material. Logo a variação relativa da resistência, K , é dada na Equação 8.

$$\frac{\Delta R}{R} = \varepsilon K \quad \dots(8)$$

Ao escolher um *strain gage* para um teste particular, vários elementos entram em decisão. Entre estes estão a forma da grade, o número de condutores e da sua orientação em relação a cada arranjo de guia e do espaço disponível para a montagem. Se a tensão principal é conhecida sendo ela uniaxial e a sua direção também é conhecida, pode ser utilizado um único sensor de fios ou lâminas. Esta condição muito partilhar e específica e medidores individuais devem ser usados somente quando se tem certeza de que o elemento a ser avaliado encontra-se sob tensão uniaxial (MURRAY; MILLER, 1992)

Para realizar medições em estados complexos de tensão, existem outros tipos de configuração de extensômetros, como mostra a Figura 5 a seguir.

Figura 5 – Extensômetros simples ou múltiplos (rosetas)



Fonte: Pallàs-Areny e Webster (2001, p. 86)

2.2.3 Ponte de *Wheatstone*

Segundo Hoffmann (1989), o *strain gage* ligado no elemento elástico é um sensor secundário que converte a tensão produzida pela força exercida sobre o elemento primário gerando uma mudança de resistência elétrica. A ponte de Wheatstone (PW) é um circuito comumente usado em aplicações de *strain gages*. Este circuito é geralmente creditado a Charles Wheatstone, embora Hunter Christie demonstrou-o pela primeira vez em 1833.

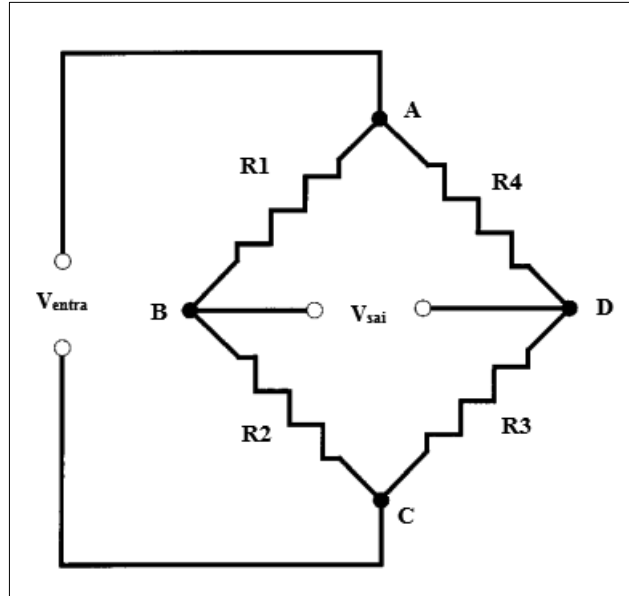
Fazendo uso de uma PW, pequenas alterações da resistência elétrica podem ser medidas em relação a um valor inicial de referência, com um correspondente aumento na sensibilidade e resolução (DALLY; RILEY; McCONNELL, 1993).

A PW é uma combinação de quatro resistências e uma fonte de tensão, assim como representada na Figura 6. Na extensometria de resistência elétrica, dos quatro resistores que constituem a ponte, um, dois ou quatro resistores podem ser extensômetros. A saída da ponte é a diferença entre a tensão nos pontos B e D. Os caminhos ABC e ADC (braços da ponte) são divisores de tensão onde V_B e V_D são dadas pelas Equações 9 e 10 (LYNCH, 1999).

$$V_B = V_{entra} \frac{R_2}{R_1 + R_2} \quad \dots(9)$$

$$V_D = V_{entra} \frac{R3}{R3 + R4} \quad \dots(10)$$

Figura 6 – Ponte de *Wheatstone* genérica



Fonte: Adaptado de LYNCH (1999, p. 581)

A saída da ponte, Equação 11, é zero quando a condição de equilíbrio, Equação 12, é cumprida.

$$V_{sai} = V_B - V_D \quad \dots(11)$$

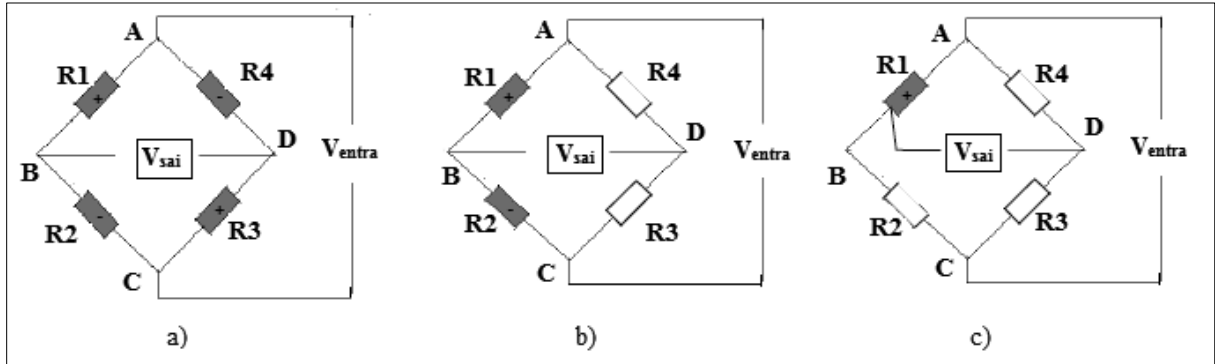
$$R1R3 = R2R4 \quad \dots(12)$$

O balanço da ponte depende da disposição das resistências “iguais” de cada um dos braços da ponte, ou seja, R1 e R2, e R3 e R4. Determinadas observações devem ser consideradas para a configuração da ponte proporcionada em extensometria:

- Para obtenção do máximo sinal de V_{sai} , R1 deverá ser submetido à tensão trativa, e R2 tensão compressiva, ou seja (+R1 e -R2) e conseqüentemente (+R3 e -R4). Assim estará se operando em ponte completa (os quatro resistores são extensômetros), onde todos os sensores serão ativos, como mostra a Figura 7a.
- Pode-se operar também com meia ponte, conforme Figura 7b, ou seja, apenas com um dos braços ativos (constituídos por extensômetros) e os outros dois sensores equilibrados, sem haver variação de resistência.

- Pode-se operar com apenas um quarto de ponte ativa, Figura 7c. Neste caso o sinal será bem menor, necessitando-se de maior amplificação, o que não impede seu funcionamento. Neste caso apenas um dos sensores será ativo (extensômetros), os demais ficam em equilíbrio, sem variação de resistência.

Figura 7 – Diferentes disposições de resistências em ponte de *Wheatstone*



Fonte: Elaboração própria (2016)

A condição de equilíbrio não é cumprida se os valores de resistência sofrerem pequenas alterações $\Delta R1$, $\Delta R2$, $\Delta R3$, $\Delta R4$. Se os valores de $R1 + \Delta R1$, etc, são substituídos na Equação 9 e 10, e os resultados substituído na Equação 11, fazendo valer a condição da Equação 12, bem como os termos de ordem superior desprezados, resulta na Equação 13 para a saída da ponte.

$$V_{sai} = V_{entra} \frac{R1R3}{(R1 + R2)(R3 + R4)} \left(-\frac{\Delta R1}{R1} + \frac{\Delta R2}{R2} - \frac{\Delta R3}{R3} + \frac{\Delta R4}{R4} \right) \quad \dots(13)$$

Rearranjando a Equação 13, tem-se:

$$V_{sai} \cong + \frac{V_{entra}}{4} \cdot \frac{\Delta R}{R} \quad \dots(14)$$

Percebe-se a partir da Equação 14 que a tensão de saída da ponte, V_{sai} , é proporcional a variação relativa da resistência dos extensômetros. Substituindo a Equação 14 na Equação 8, obtêm-se:

$$V_{sai} = \pm \frac{V_{entra}}{4} \cdot K \cdot \varepsilon \quad \dots(15)$$

Após uma série de analogias e adequações algébricas, desprezando-se o efeito de não-linearidade, chega-se a Equação 16, que pode ser usada para a conversão das medidas de deformações em medidas de tensões em pontes de *Wheatstone*, onde apresentam quatro braços da ponte com os mesmos valores da resistência inicial, ou seja, balanceada.

$$\frac{V_{sai}}{V_{entra}} \cong \frac{K}{4} (+\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad \dots(16)$$

2.2.4 Transdutores de força

A palavra sensor é derivada do latim “sentire”, que significa "perceber", enquanto transdutor é de significado “transducere”, que significa “transporte” (STEFANESCU, 2011).

Para Stefanescu (1999), se uma força está sendo mensurada, e em seguida, há um dispositivo que está convertendo-a em um sinal elétrico, este é chamado de transdutor de força. De acordo com o vocabulário internacional de metrologia (VIM), o item que influencia diretamente na medição, é chamado de sensor, e transdutor é o dispositivo que permite a correspondência entre entrada e saída, em conformidade com uma lei específica.

Segundo Pedersen (2006), sensor é um dispositivo que responde a um estímulo físico, tal como energia térmica (...) ou de pressão, através da produção de um sinal, na maioria das vezes elétricos, já o transdutor é um dispositivo para conversão de energia a partir de uma forma para outra para fins de medição de uma grandeza física ou para transferência de informação.

O tipo mais comum de transdutor de força, é a célula de carga com extensômetros de resistência elétrica (PEDERSEN, 2006). A forma geométrica e o módulo de elasticidade do elemento determinam a magnitude do campo de tensão produzida pela ação da força. Cada medidor de tensão responde à tensão local na sua localização, e a medição da força é determinada a partir de uma combinação destas medições individuais de tensão (HUNT et al., 2013).

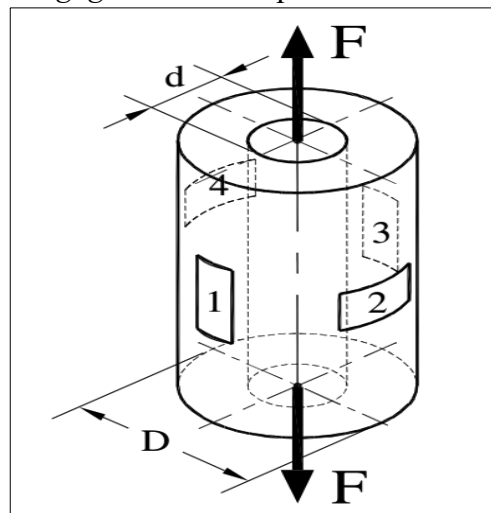
A aplicação de uma força provoca tensões e deslocamentos no corpo em que ela age, e ao medir essas tensões, pode-se obter as informações necessárias para determinar a magnitude desta força atuante. Muitos transdutores de força empregam elementos elásticos simples ou combinação de elementos em construções montadas (DOLGA, 2003). A aplicação de força sobre um elemento flexível, produz uma deflexão neste primeiro transdutor, que é então

detectada por um transdutor secundário e convertida numa saída mensurável, esta devida a uma variação de resistência elétrica dentro de uma ponte de Wheatstone.

A célula de carga mais simples utilizada na medição de força de tração, tem geometria de barra de seção transversal circular uniforme ou vazada. Esta geometria permite uma ampla gama de dimensões, dependendo dos materiais disponíveis e é de fácil processamento. A barra circular é menos sensível à flexão, torção e dobra do que os demais, permitindo maiores possibilidades de instalação no equipamento testado (STEFANESCU, 2011).

A Figura 8 demonstra como devem ser alocados, genericamente, os medidores de tensão de resistência elétrica em um corpo cilíndrico.

Figura 8 – Alocação dos *strain gages* em um corpo cilíndrico



Fonte: Adaptado de STEFANESCU (2011, p. 400)

Onde F é a força em newtons, e os números 1 e 3 são os medidores de deformações longitudinais, e 2 e 4 deformações transversais.

O material utilizado para o elemento elástico normalmente é aço de ferramenta, aço inoxidável, alumínio ou cobre-berílio, onde o objetivo é ter um material que apresenta uma relação linear entre a força aplicada e tensão, com baixa histerese e baixa fluência na faixa de trabalho (HUNT et al., 2013)

Uma vez conhecido o estado de carregamento em uma estrutura, sempre é possível calcular as tensões principais ortogonais ($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$), e seu estado triaxial de deformações ($\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$) determinadas pelas equações 17, 18 e 19 respectivamente:

$$\varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \quad \dots(17)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{1}{E}[\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)] \quad \dots(18)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{1}{E}[\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)] \quad \dots(19)$$

Onde E representa o módulo de elasticidade (módulo de Young) do material, e ν é o coeficiente de Poisson do material.

Tendo que a tensão normal seja $\sigma = \frac{F}{A}$; e o módulo de elasticidade $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$; tem-se nessas condições $\sigma_1 = \sigma$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, logo chega-se às Equações 20 e 21 onde se obtém as deformações do corpo submetido à uma força de tração:

$$\varepsilon_2 = \frac{-\nu\sigma_1}{E} = -\nu\varepsilon_1 \quad \dots(20)$$

$$\varepsilon_3 = \frac{-\nu\sigma_1}{E} = -\nu\varepsilon_1 \quad \dots(21)$$

As capacidades nominais de células de carga com *strain gages* normalmente variam de 5 N a mais de 50 MN e elas tornaram-se o mais difundido de todos os tipos de transdutores de medição de força (HUNT et al., 2013). Elas podem ser usadas com indicadores digitais de alta resolução como padrões de transferência de força.

2.3 Critérios de falha

Para elaborar um projeto é necessário saber a grandeza de esforços que o material disponível em mãos irá suportar, desse modo deve-se definir um limite máximo para o estado de tensões para evitar a falha em serviço. Se o material for dúctil, em regra a falha será apontada pelo início do escoamento e, se for frágil, ela será caracterizada pela fratura.

Os modos de falha são imediatamente determinados se os elementos estiverem submetidos a um estado de tensão em apenas uma direção, como no caso de tensão simples. Do contrário, se o elemento esteja sob estados de tensão em mais de uma direção, estabelecer um critério para ruptura se torna mais complexo. Nestes casos, torna-se necessário o uso de teorias

de falha que correlacionem os estados complexos de tensão no componente, com o estado uniaxial de tensão característico de ensaios mecânicos (resistência ao escoamento, da resistência última).

Essas teorias além de preverem quando o material falhará, também são utilizadas para determinar tensões admissíveis, estas muitas vezes descritas em normas de projeto. No entanto nenhum critério é sempre aplicável à um determinado material, porque ele pode se comportar de outra maneira de acordo com a temperatura, carga aplicada, ambiente químico, tipo de material ou como foi fabricado. Em qualquer caso, conhecido o estado de tensão, as tensões principais são determinadas para os pontos críticos (HIBBELER, 2005)

Os critérios comumente utilizados para materiais dúcteis são a Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima e Teoria da Energia de Distorção Máxima. Já para materiais frágeis usualmente são utilizadas a Teoria da Tensão Normal Máxima e o Critério de Falha de Coulomb-Mohr.

2.3.1 Teoria da Tensão de Cisalhamento Máxima

O deslizamento dos planos cristalinos, aleatoriamente ordenados, que formam o material, deve-se à tensão de cisalhamento de um corpo submetido à tração simples. A borda desses planos de cisalhamento são chamadas de Linhas de Lüder, que ocorrem a aproximadamente 45° do eixo de aplicação da força.

A *teoria da tensão de cisalhamento máxima (MMS)* foi proposta por Henri Tresca, em 1868, tendo como premissa de que a falha de materiais dúcteis é dependente da tensão máxima cisalhamento no componente. Ela é usada para prever a tensão em que um material dúctil falha submetido a qualquer tipo de carga.

Por esta teoria o escoamento do material começa quando a tensão de cisalhamento máxima absoluta atinge o valor da tensão de cisalhamento que provoca escoamento do material quando sujeito apenas a tensão axial (σ_E). A falha é evitada se a tensão de cisalhamento máxima absoluta seja menor ou igual σ_E .

O critério de escoamento de Tresca para o estado plano de tensões pode ser expresso como σ_1 e σ_2 para quaisquer tensões principais no plano, como a Equação 22:

$$\left. \begin{array}{l} |\sigma_1| = \sigma_E \\ |\sigma_2| = \sigma_E \end{array} \right\} (a) \quad \dots(22)$$

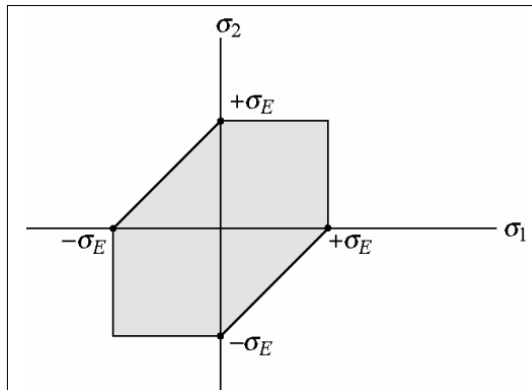
$$|\sigma_1 - \sigma_2| = \sigma_E \quad (b)$$

Onde:

(a) quando σ_1 e σ_2 tem sinais iguais; (b) quando σ_1 e σ_2 tem sinais opostos.

As expressões apresentadas na Equação 22 possuem uma representação gráfica, num estado plano de tensões, como mostra a Figura 9.

Figura 9 – Teoria da tensão de cisalhamento máxima



Fonte: Adaptado de HIBBELER (2005, p. 414)

Se qualquer uma das tensões principais estiver no limite ou fora desse plano hexagonal, o material sofrerá escoamento e acarretará em sua falha.

2.3.2 Teoria da energia de distorção máxima

Segundo Hibbeler (2005), quando um material sofre uma deformação, o mesmo tem capacidade de armazenamento de energia interna em todo seu volume, tal energia por unidade de volume é chamada de *densidade de energia de deformação*, que quando sujeita a uma tensão uniaxial, σ , é descrita como a Equação 23:

$$u = \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad \dots(23)$$

Num caso triaxial de tensões, a tensão em cada direção terá uma parcela na densidade de energia de deformação total, tal como a Equação 24:

$$u = \frac{1}{2}\sigma_1\varepsilon_1 + \frac{1}{2}\sigma_2\varepsilon_2 + \frac{1}{2}\sigma_3\varepsilon_3 \quad \dots(24)$$

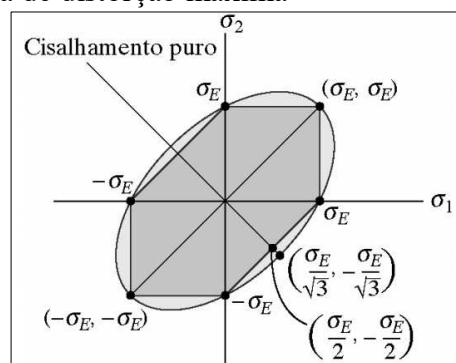
Segundo esta teoria o escoamento de um material dúctil ocorre quando a energia de distorção por unidade de volume do material é maior ou igual que a energia de distorção por unidade de volume do mesmo material quando este é submetido a um estado uniaxial de tração (BEER, 1995). Essa teoria se chama *teoria da energia de distorção máxima (DE)*.

Aplicando a Lei de Hooke na Equação 24 e considerando as energias que provocam mudança de volume e distorção do elemento, em um estado biaxial de tensão e igualando as energias de distorção no plano, obtêm-se a Equação 25:

$$\sigma_E^2 = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 \quad \dots(25)$$

Graficamente essa equação representa a curva elíptica mostra na Figura 10 e, assim como no critério anterior, se um ponto do material estiver solicitado de maneira que a coordenada da tensão (σ_1, σ_2) se situa fora ou no limite da área sombreada, pode se dizer que o material falhou. A Figura 9 também mostra um comparativo entre DE (linhas externas) e MMS (linhas internas), demonstrando que MMS é uma teoria mais conservadora que DE.

Figura 10 – Teoria da energia de distorção máxima



Fonte: Adaptado de HIBBELER (2005, p. 416)

Essa teoria muitas vezes conhecida como critério de von Mises ou de Hencky.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo são apresentados os materiais e métodos utilizados para a concepção da célula de carga, a caracterização do material que foi utilizada na fabricação da célula, assim como descreve também a fabricação, instrumentação e ligações elétricas da célula de carga. Na sequência é falado sobre a calibração, e por fim, sobre a validação dos métodos utilizados no projeto da célula de carga através de ensaios experimentais.

3.1 Materiais

3.1.1 Softwares

Para encontrar a concepção ideal de célula de carga, assim como do seu suporte de fixação junto ao trator e implemento, se fez uso do software de desenho computacional (CAD) SOLIDWORKS, versão 2016, e do software de simulações de engenharia (CAE) ANSYS, neste último pela extensão de simulações numéricas ANSYS Workbench versão 2015.

3.1.2 Material da célula de carga e suporte

Para a confecção da célula de carga, foi escolhido um aço ABNT 1045 no estado normalizado, uma vez que este encontrava-se disponível na UNIPAMPA/Campus Alegrete, apresenta boa usinabilidade e resistência ao escoamento relativamente elevada. O material estava disponível na forma de barra com 142mm de comprimento e 38,1mm (1,5”) de diâmetro. Para certificar-se quanto ao teor de carbono do aço e condição metalúrgica foram feitas caracterizações mecânica e química.

Para a fabricação do suporte, também foram escolhidos materiais existentes na universidade. Os materiais utilizados para fabricação foram: barra chata de aço ABNT 1020 de 12mm de espessura e tubo de aço ABNT 1020 com parede de 4,2mm e 60,5mm de diâmetro externo.

3.1.3 Máquina universal de ensaios

Para se fazer a caracterização mecânica do material da célula de carga e a calibração da célula de carga foi utilizada uma máquina universal de ensaios modelo DL200 da EMIC, mostrada na Figura 11.

Figura 11 – Máquina de ensaios universais - EMIC Linha DL



Fonte: Elaboração própria (2017)

Para a caracterização química do material foi utilizado um espectrômetro de emissão ótica B2 Advanced, mostrado na Figura 12.

Figura 12 – Espectrômetro de emissão ótica B2 Advanced

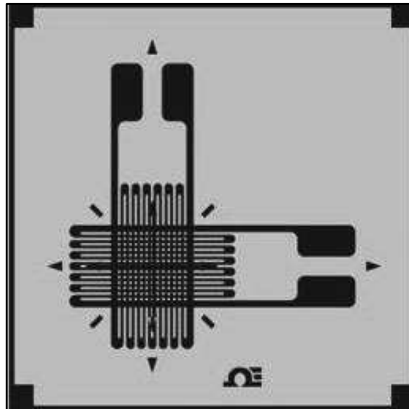


Fonte: Elaboração própria (2017)

3.1.4 Instrumentação da célula de carga

Para instrumentação da célula de carga, foram utilizados duas rosetas biaxiais de 90° com strain gages do tipo folha, como ilustrado esquematicamente na Figura 13. As rosetas utilizadas são da marca EXCEL, código PA-06-250TG-120-LEN, com grade de 4 mm, resistência de 120 Ω e fator K de sensibilidade de 2,1.

Figura 13 – *Strain Gage* roseta biaxial do tipo folha



Fonte: < <http://br.omega.com> >

3.1.5 Condicionador de sinais

Para a etapa de calibração e uso posterior da célula de carga foi utilizado um *data logger* Spider8 da HBM, mostrado Figura 14. Para operação do Spider 8 foi utilizado um notebook e o software Catman Easy da HBM.

Figura 14 – *Data Logger* HBM Spider8



Fonte: Elaboração própria (2017)

3.1.6 Tratores

Nos Avaliações de campo foram utilizados dois tratores da marca New Holland, sendo um de modelo TL75E e outro TL85E.

O trator New Holland, modelo TL75E (da UNIPAMPA/Campus Alegrete pertencente Laboratório de Mecanização Agrícola Aplicada – LAMAP), tem potência bruta no motor de 78 cv ou 57,369kW, disponível à uma rotação de 2400 rpm e, torque máximo de 264 Nm à rotação de 1400 rpm. O trator utiliza pneus do tipo R1 que são indicados para tração regular, com as medidas de 18.4-30 para as rodas traseiras e 12.4-24 para as dianteiras. O peso total deste trator, com lastro (sólido metálico somado a adição de 25% do volume interno total de cada pneu com água), é de 4130 kg de acordo com o fabricante. Este foi o trator cuja capacidade de tração foi avaliada experimentalmente neste trabalho.

O trator TL85E, cedido temporariamente pela Prefeitura Municipal de Alegrete/RS para este experimento, tem potência bruta do motor de 88 cv ou 64,72 kW disponível à uma rotação de 2400 rpm e, torque máximo de 300 Nm à rotação de 1400 rpm. Este trator estava utilizando, no momento dos testes, pneus traseiros medindo 18.4-34 e dianteiros 14.9-24. O peso deste trator com lastro é de 4280 kg de acordo com o fabricante. Este trator foi utilizado como carga de tração neste trabalho.

3.1.7 Inversor de corrente

Para a alimentação do condicionador de sinais durante os testes de capô foi utilizado um inversor de corrente Vector Force 140, mostrado na Figura 15. O inversor, conectado à tomada 12V da rede elétrica do trator, promoveu elevação da tensão para 110 V.

Figura 15 - Inversor de corrente



Fonte: Elaboração própria (2017)

3.1.8 Tornos

Para a usinagem com precisão da célula de carga, foi utilizado o torno CNC marca Romi modelo Centur 30D, vide Figura 16. Os tornos CNC da linha Centur oferecem grande versatilidade para usinagem de diferentes tipos de peças, com ótimos níveis de potência, rapidez de movimentos e precisão de usinagem. Com estrutura robusta, de alta rigidez e alta estabilidade, proporciona excelente desempenho nas mais variadas condições de usinagem.

Figura 16 – Torno CNC utilizado na usinagem da célula de carga e corpo de prova



Fonte: <http://www.romi.com>

O torno CNC foi utilizado também para a usinagem do corpo de prova para ensaio de tração, tendo assim uma superfície bem acabada, negligenciando chances de algum tipo de falha na hora do ensaio.

Para a usinagem dos tubos cilíndricos de aço, redução de diâmetro externo e aumento de diâmetro interno, foi utilizado o torno de bancada disponível na UNIPAMPA, da marca Clark Machine, modelo BV20BL-x550, semelhante ao da Figura 17.

Figura 17 - Torno manual utilizado para ajustes de medidas nos tubos



Fonte: <<http://cimm.com.br>>

3.2 Métodos

3.2.1 Concepção da célula de carga e do suporte fixador

Desenhos em três dimensões de diferentes alternativas de concepção da célula de carga e suporte foram feitos com software SOLIDWORKS e, posteriormente, exportados para o ANSYS Workbench. No ANSYS foram feitas análises numéricas de forma estática, para avaliar tensões e deformação em todo o conjunto. Esta foi uma etapa bastante iterativa, onde após cada escolha por um tipo de concepção faziam-se simulações. Em seguida modificações eram feitas no modelo, com novas simulações e assim sucessivamente cada vez aprimorando o modelo até se chegar à concepção definitiva.

3.2.2 Fabricação da célula de carga e do suporte fixador

A fabricação da célula de carga e do suporte fixador foi feita posteriormente à etapa de concepção. Com as simulações da fase de concepção, foram definidas todas as dimensões tanto da célula como do suporte.

As partes de ambos foram obtidas com os materiais já detalhados no item 3.1.2. A fabricação da célula de carga foi feita de forma computacional, utilizando o torno CNC ROMI Centur 30D. Para cortar a barra, se fez uso de uma serra fita horizontal. O código do programa CNC utilizado na fabricação da célula de carga encontra-se no Apêndice B.

Já o suporte fixador foi fabricado de forma totalmente manual valendo-se da infraestrutura da oficina do curso de Engenharia Mecânica.

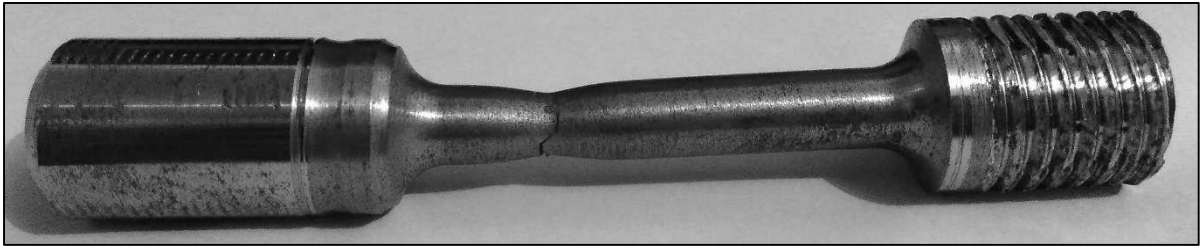
A barra chata e os tubos foram cortados com auxílio de uma serra policorte de corte rápido, da marca Makita.

Quatro pedaços de tubo cilíndrico foram usados para servirem de guia axial. Todas as partes do suporte (barra chata e tubos cilíndricos) foram soldadas, pelo processo MAG. As partes do suporte foram ajustadas com o auxílio do torno manual, e os furos feitos com a furadeira de bancada, disponíveis pela UNIPAMPA no Laboratório de Sistemas Mecânicos, assim como esmeril e lixadeira para dar acabamentos finais a peça final.

3.2.3 Caracterização do material da célula de carga

Como mencionado do item 3.1.2, o material usado na fabricação da célula de carga (ABNT 1045) foi submetido a caracterização mecânica e química para certificar-se quando a resistência mecânica e condição metalúrgica do mesmo. Para a caracterização mecânica, foi realizado um ensaio de tração em um corpo de prova, Figura 18, usinado no torno CNC, cujo código de usinagem é o mesmo exposto no Apêndice B, com a diferença de que foi usinado o diâmetro menor até 10mm, e também não foi realizada a parte do código da rosca de um dos lados. Manuseando o torno manualmente, foi retirada a parte do batente do código.

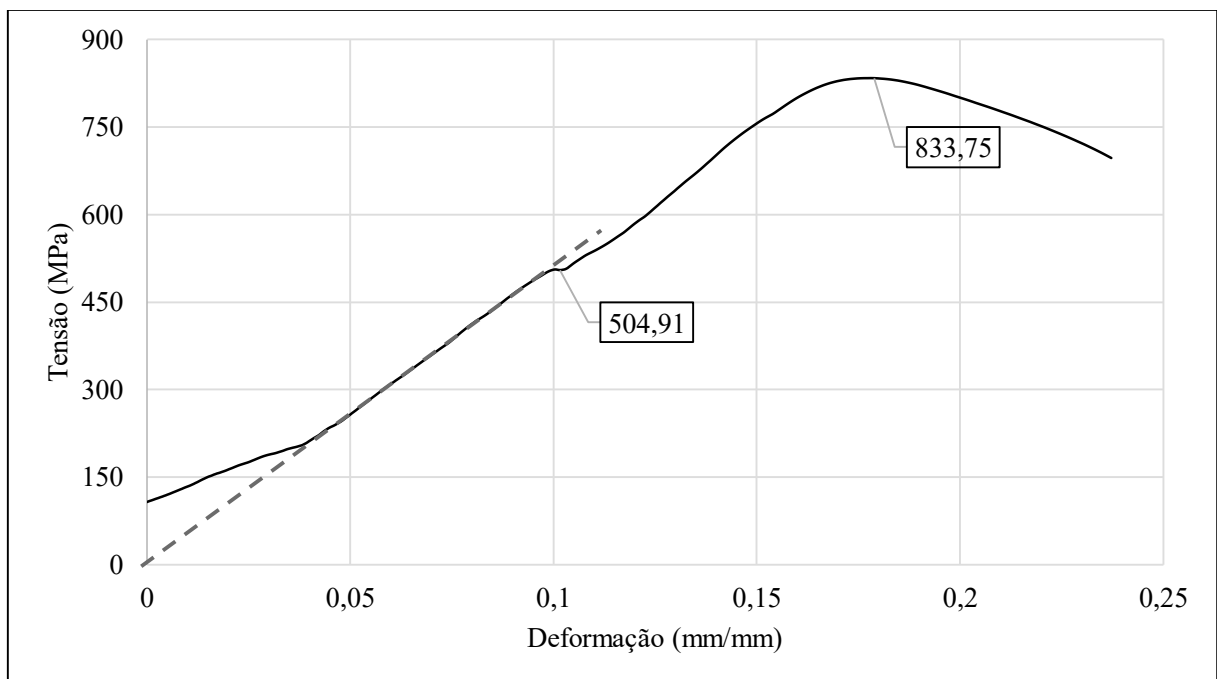
Figura 18 – Corpo de prova para ensaio de tração



Fonte: Elaboração própria (2017)

Na Figura 19 está mostrado o gráfico tensão x deformação obtido no ensaio de tração.

Figura 19 – Gráfico Tensão x Deformação do material da célula de carga



Fonte: Elaboração própria (2017)

Pelo gráfico pode-se observar que a Tensão Máxima do material é de aproximadamente 830 Mpa e a Tensão de Escoamento é de aproximadamente 500 MPa. Comparando esses valores com a tabela de barras aços GERDAU, percebe-se que se assemelham ao de um aço ABNT 1045 no estado normalizado.

A Tabela 1 mostra o resultado da espectrometria de emissão óptica realizado no mesmo material. Na tabela consta quantidade, em % em peso, de cada elemento encontrado através da espectrometria.

Tabela 1 – Composição química do aço utilizado na célula de carga

Elemento	C	Mn	Cr	Ni	Si	W	Mo	V
%	0,4456	0,6486	0,0210	0,0193	0,1327	0,0464	0,0037	0,0054
Elemento	Ti	Nb	P	S	Sn	B	Al	Cu
%	0,0051	0,0010	0,2921	0,0349	0,0012	0,0009	0,0175	0,0111

Fonte: Elaboração própria (2017)

Analisando a tabela de composição química do material da amostra juntamente com os resultados do ensaio de tração, conclui-se que o material se trata realmente de um aço ABNT 1045 normalizado como esperado.

3.2.4 Instrumentação da célula de carga

As rosetas mostradas na Figura 13 foram coladas na parte de diâmetro menor da célula de carga. Para a colagem a superfície da célula de carga foi preparada com lixamento progressivo até a lixa 400gpp para ajuste da rugosidade. Na colagem das rosetas um strain gage foi posicionado longitudinalmente ao corpo da célula de carga, ficando o outro, conseqüentemente posicionado de forma transversal. Para a colagem das rosetas foi utilizada uma cola a base de cianoacrilato e os strain gages foram ligados entre si na forma de um circuito Ponte de Wheatstone (PW) completa. Para a ligação elétrica dos strain gages entre si foram utilizados fios de cobre pré-instalados nos terminais dos strain gages. Posteriormente à colagem e ligação elétrica foi feito o cabeamento da PW. Para o cabeamento da PW para conexão ao condicionador de sinais Spider 8 foi utilizado um cabo blindado com 3 vias, com o qual foi feita uma ligação a três fios (para compensação da resistência do cabo), conforme orientações no manual do equipamento utilizando um conector macho DB15. Posteriormente ao cabeamento a parte elástica da célula de carga foi revestida com silicone para vedação e proteção.

3.2.5 Calibração da célula de carga

Depois da instrumentação a célula de carga foi conectada a um condicionador de sinais Spider 8 da HBM para calibração. A calibração foi realizada com máquina de ensaios universais EMIC DL200. Na calibração, os dados de deformação da célula de carga projetada foram correlacionados com os dados de força de tração indicados pelas máquinas de ensaio de tração. A partir dessa correlação foi obtida uma equação Força x Deformação por meio de interpolação linear.

3.2.6 Avaliações de campo

Para validar o projeto desenvolvido neste trabalho, a célula de carga calibrada juntamente do dispositivo de fixação, foram aplicados em avaliações de campo seguindo as normas NBR 10400 e o Código 2 da OECD (2017). Com base nessas normas, os testes de determinação de desempenho de tratores agrícolas são feitos em piso uniforme de concreto utilizando algum tipo de “freio” ou lastro, ou seja, algum peso para oferecer força de tração na barra de tração do trator testado. Neste caso, varia-se a rotação do trator lastro à rotações menores que a do trator de tração, fornecendo assim resistência à tração.

Para esse estudo foi usado o trator TL85E como lastro do trator TL75E, sendo o primeiro de maior potência e maior peso que o segundo. Para servir de “freio” do trator de tração (TL75E) o trator maior foi posto em serviço em três regimes de rotação do motor, sendo elas de 1800, 1600 e 1400 rpm. Para cada regime de rotação (carga) foram feitas 3 repetições totalizando em 9 testes realizados. Outrora, o trator de tração teve sua rotação fixada para todos os experimentos em 2000 rpm. A Tabela 2 mostra a nomenclatura adotada para cada teste, sendo para estes um delineamento inteiramente casualizado.

Cabe salientar que a caixa de marchas é igual para ambos os tratores, ou seja, desenvolvem a mesma velocidade periférica e direcional se postos à mesma rotação.

Tabela 2 – Parâmetros de tratamento de testes

Rotação [rpm]	Teste
1800	R1a
	R1b
	R1c
1600	R2a
	R2b
	R2c
1400	R3a
	R3b
	R3c

Fonte: Elaboração própria (2017)

Na condução dos testes foi realizado um teste para cada rotação, designado como letra “a”, depois o segundo teste, letra “b”, para cada rotação e por último o terceiro teste, letra “c”. Essa sequência de testes foi feita com o objetivo de minimizar a propagação de eventuais erros de medição.

4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS

Neste tópico se encontram o desenvolvimento das etapas assim como os resultados do trabalho, inicialmente contando com a concepção final da célula de carga e suporte de fixação da mesma, seguido pelas simulações numéricas e resultados finais da construção de ambas e instrumentação da célula de carga. Continua com os resultados da calibração da célula de carga e finaliza com os resultados obtidos através de experimentos de campo para validação do método.

4.1 Concepção da célula de carga e suporte fixador

Através do *software* de simulações numéricas *ANSYS Workbench* foram feitas simulações de deformações e tensões para a célula de carga com a finalidade de se estabelecer as dimensões necessárias para obter um certo coeficiente de segurança em relação ao limite de escoamento do material.

Para o dimensionamento optou-se pela escolha da Teoria da Energia de Distorção Máxima (von Misses), para realização das simulações numéricas, por se tratar de um critério bastante coerente para materiais dúcteis.

Para fazer as simulações numéricas, primeiramente foi preciso estimar uma força de tração máxima atuante no corpo da célula de carga. Como seria utilizado, para validação do projeto, o trator disponível no Laboratório de Mecanização Agrícola Aplicada (LAMAP) da UNIPAMPA, com potência bruta no motor de 78 CV ou 57,37 kW, partiu-se desses dados para obtenção das incógnitas restantes.

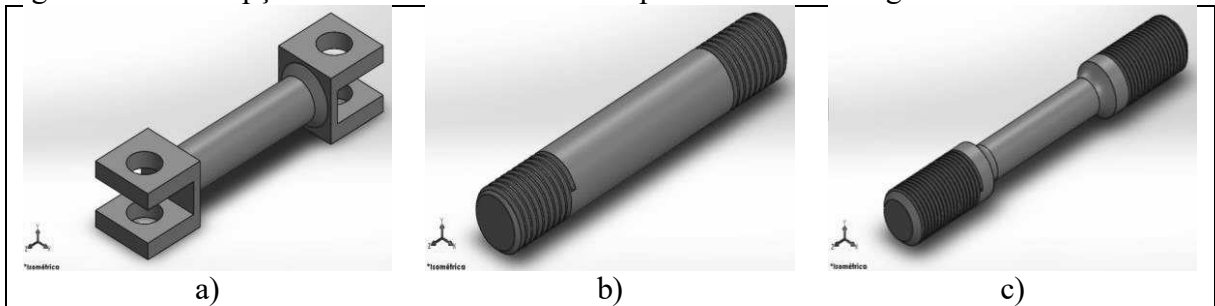
Com esses dados, a partir da Equação 3 e considerando as perdas de acordo com a Figura 1 e considerando uma velocidade de deslocamento crítica de 1,5 m/s do trator, chegou-se a uma força de tração máxima, a qual será utilizada nas simulações numéricas. Essa força foi calculada em aproximadamente 30 kN, para o caso mais crítico. Logo 30kN foi o valor da carga utilizada nas simulações da célula de carga e do suporte fixador.

Foram planejados inicialmente três tipos diferentes de concepções de células de carga: uma com abas para fixação com pinos, outra com rosca com diâmetro único, e outra no estilo de corpo de prova para ensaios de tração, escalonada e com raios de concordância. A principal preocupação durante a concepção, foi de garantir esforço puro de tração na célula de carga. A Figura 20 mostra as três concepções idealizadas, onde: a) concepção 1, com abas; b) concepção

2, com rosca e diâmetro único; c) concepção 3, com rosca e escalonamento e raio de concordância.

Analisando cada geometria, ponderando dentre suas complexidades tanto de fabricação como de implementação junto ao suporte fixador, e da funcionalidade em serviço de moto a ter esforço de tração pura, foi escolhida a concepção de número 3. Foi optado por uma concepção com rosca por motivos de facilidade de fabricação (uma vez que a mesma será feita em um torno CNC), e facilitar o manuseio da célula de carga tanto para calibração quanto para a aplicação final.

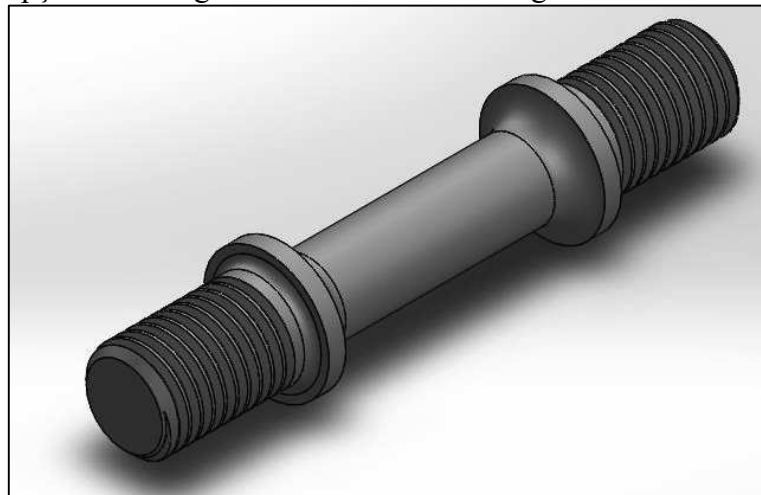
Figura 20 – Concepções inicialmente idealizadas para a célula de carga



Fonte: Elaboração própria (2016)

Porém, no decorrer do trabalho, a geometria da concepção 3 foi repensada e otimizada para se adaptar em um suporte de fixação por porcas, contendo batentes entre as roscas e o corpo. Portanto, a concepção final da geometria da célula de carga ficou como mostra a Figura 21. No Apêndice C encontra-se um desenho técnico da célula de carga contendo suas dimensões.

Figura 21 – Concepção final da geometria da célula de carga

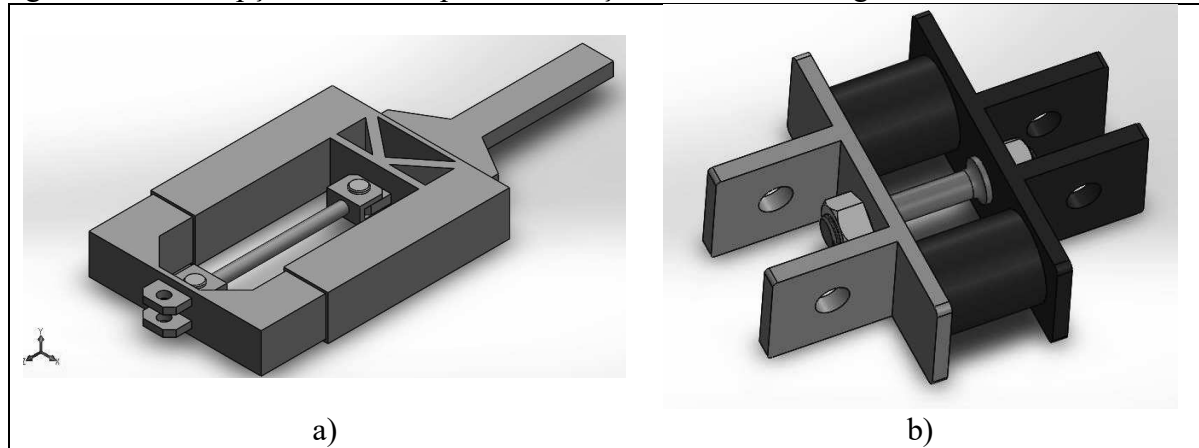


Fonte: Elaboração própria (2017)

Esta foi uma etapa iterativa, onde primeiro foi optado por uma das concepções e posteriormente feitas as simulações, para no final chegar a concepção adequada.

As Figuras 22a e 22b mostram, a concepção inicial e final do suporte, respectivamente, e o Apêndice C mostra suas dimensões finais. A porca utilizada tem 7/8" de diâmetro e 9 filetes de rosca por polegada.

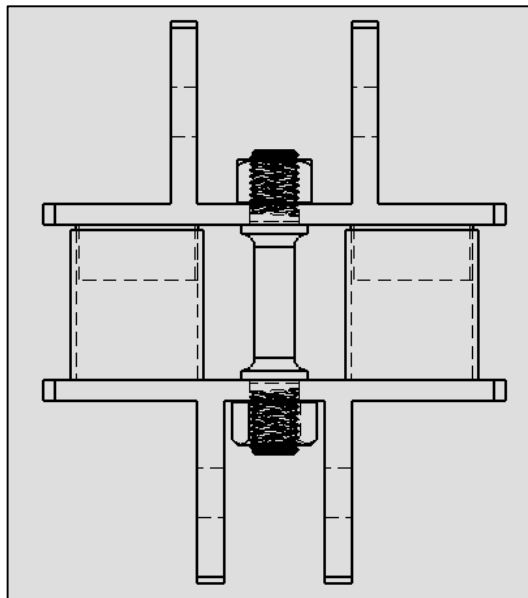
Figura 22 – Concepção final do suporte de fixação da célula de carga



Fonte: Elaboração própria (2017)

A Figura 23 mostra os detalhes da montagem da concepção final escolhida (Figura 22b).

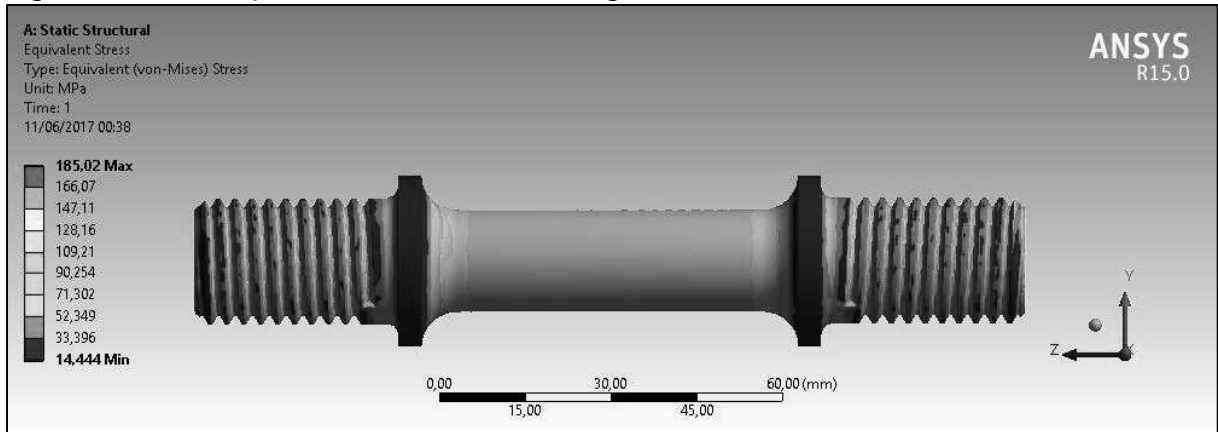
Figura 23 - Detalhes da montagem da concepção do suporte fixador



Fonte: Elaboração própria (2017)

Com os desenhos feitos, tanto da célula de carga como de seu suporte, foram realizadas então as simulações estáticas para cada. As Figuras 24 e 25 mostram as simulações estáticas da célula e do conjunto célula-suporte, respectivamente.

Figura 24 – Simulação estática da célula de carga

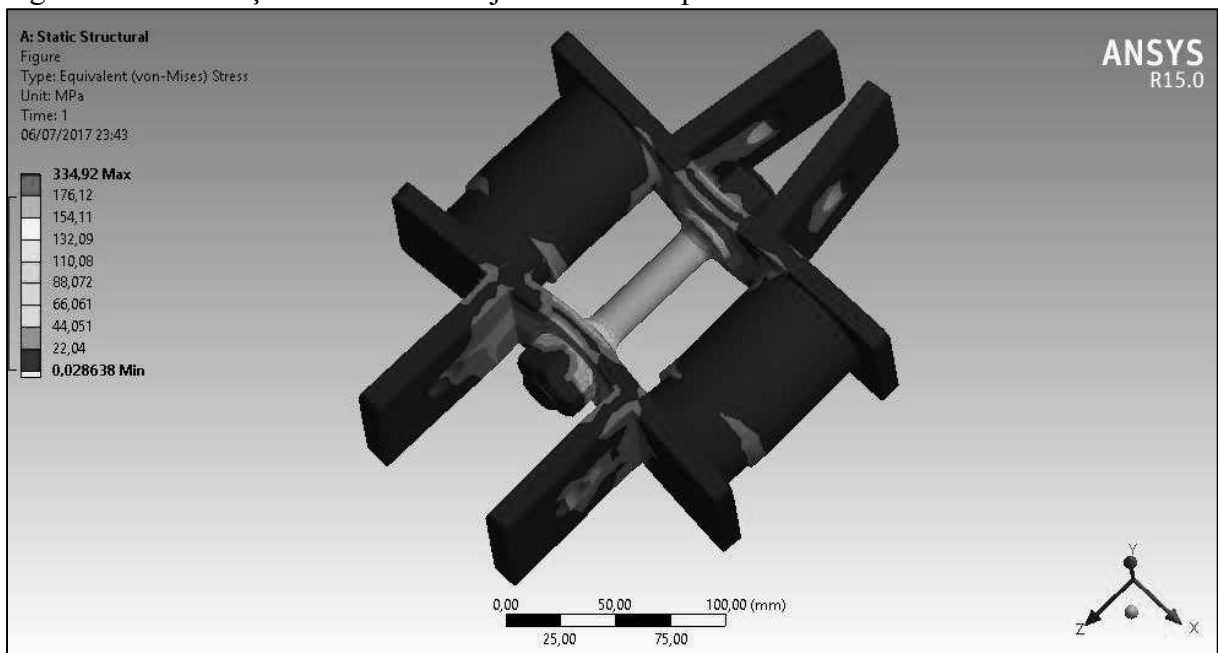


Fonte: Elaboração própria (2017)

A simulação foi realizada da seguinte forma: carga de 30 kN aplicada, concentrada na direção de uma das extremidades da célula e fixada na outra. A carga foi aplicada em rampa, ou seja, crescente com o tempo até atingir o valor máximo.

Pôde-se observar através do critério de tensões equivalentes de von-Mises que a célula atingiu uma tensão máxima de 185,02 MPa, e um mínimo de 14,444 MPa. Esse valor máximo de tensão, comparando com a tensão de escoamento do material mostrada na Figura 19, que é de 504,91 MPa, dá um coeficiente de segurança de 2,73, o que é uma margem aceitável para as condições.

Figura 25 – Simulação estática do conjunto célula-suporte



Fonte: Elaboração própria (2017)

Para o conjunto da Figura 30 acima, a simulação foi realizada da seguinte forma: força de 30 kN aplicada nos furos onde devem ser colocados os pinos de fixação de uma extremidade no suporte, e fixada nos furos onde deve ser colocado outro pino de fixação na outra extremidade. A carga foi simulada em rampa, mesma forma da feita na célula de carga.

Pode-se observar um valor máximo de tensão equivalente de von-Mises de 334,92 MPa nas bordas das porcas e do batente da célula, o que não afeta em nada o funcionamento do conjunto, nem mesmo as medições dos *strain gages*. No centro da célula de carga a tensão se aproxima de 135 MPa. No restante do conjunto nenhum esforço crítico é notado, sendo então válido o modelo do conjunto, pronto para ser construído.

4.2 Fabricação da célula de carga e do suporte fixador

A célula de carga foi usinada, bastando-se de uma barra cilíndrica, até seu diâmetro e comprimento projetados com auxílio do torno CNC Romi Centur 30D, do Laboratório de Manufatura Assistida por Computador da Unipampa. O código do programa de usinagem encontra-se disponível no Apêndice B. Para fixação da célula de carga no suporte fixador, foram usinadas roscas nas duas extremidades.

O suporte fixador é o elemento que servirá de interface entre os tratores e a célula de carga. Esse componente tem um papel importante que é garantir um esforço de tração pura na célula de carga. Foi optado por um suporte bipartido com quatro segmentos de tubo cilíndrico para servirem de “guia axial”. Cada parte do dispositivo contém dois segmentos cilíndricos de diâmetros diferentes que posicionam-se de forma concêntrica. Todo o conjunto é feito de aço ABNT 1020.

Desenhos feitos e com material em mãos, foi fabricada então a célula de carga. A Figura 31, mostra o resultado final da sua fabricação, depois de passar pelo torno CNC e um macho de rosca, ou cossinete, para dar acabamento nas roscas.

Figura 26 – Peça final acabada



Fonte: Elaboração própria (2017)

O suporte da célula foi todo fabricado nos laboratórios da UNIPAMPA, com os materiais disponíveis na universidade. Como pode ser visto na Figura 27, foram todos alguns cuidados na hora da soldagem das partes, para que as mesmas não saíssem das suas posições projetadas.

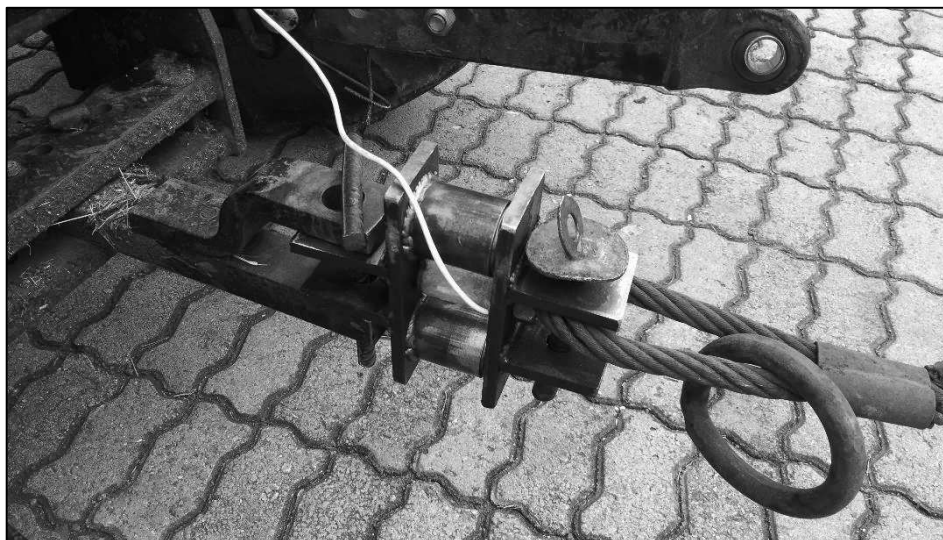
O conjunto célula/suporte pode ser observado na Figura 28, o qual já estava montado na barra de tração do trator disponível na universidade.

Figura 27 – Soldagem do suporte fixador



Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 28 – Conjunto montado na barra de tração do trator

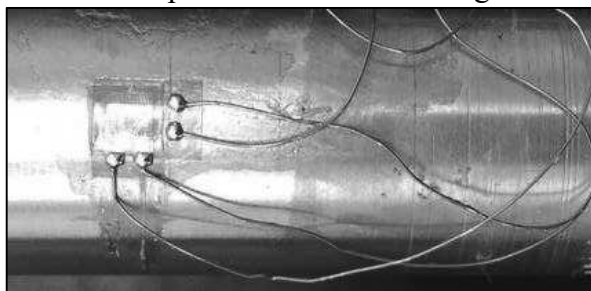


Fonte: Elaboração própria (2017)

4.3 Instrumentação da célula de carga

As rosetas foram colados como descrito no item 3.2.4, de forma que um dos *strain gages* ficou orientado na direção longitudinal e o outro na direção transversal em relação ao corpo da célula de carga. A Figura 29 mostra uma foto da roseta colada na célula de carga. Ambas as rosetas foram posicionadas em lados opostos, ou seja, a 180° entre si, aproximadamente junto ao meio do corpo da célula de carga.

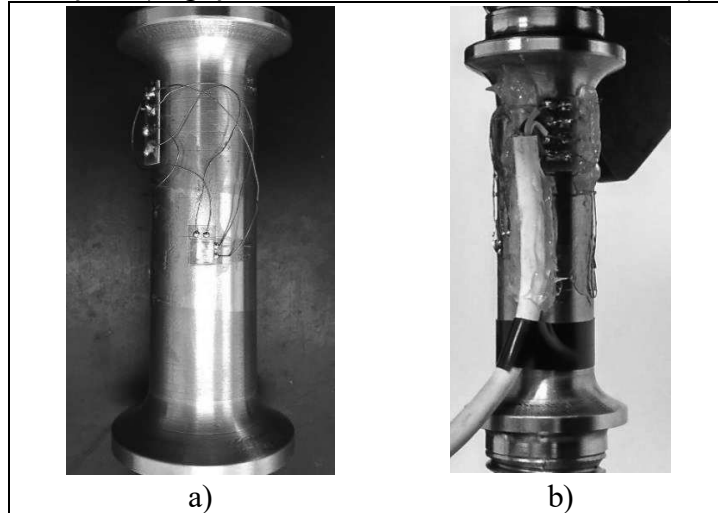
Figura 29 – Strain gage colado na superfície da célula de carga



Fonte: Elaboração própria (2017)

Os quatro *strain gages* (dois em cada roseta) foram ligados entre si na forma de um circuito Ponte de *Wheatstone* completa, como descrito no item 3.2.4. Com quatro elementos ativos no circuito, dois estarão em compressão e dois em tração. A Figura 30 a) e b) mostra fotos do processo de instrumentação.

Figura 30 – Instrumentação: a) ligação elétrica dos terminais dos SG e b) cabeamento



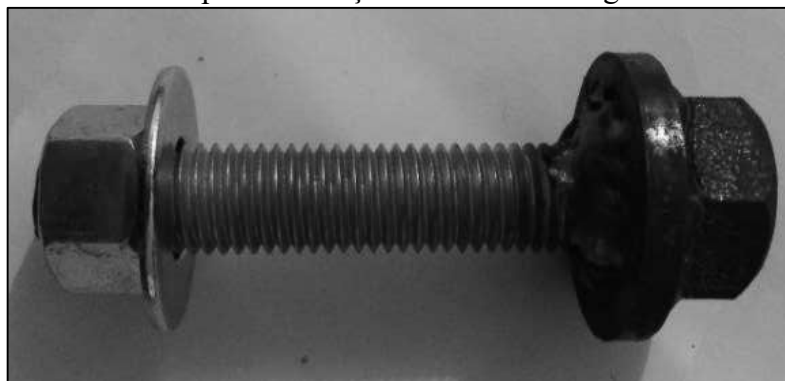
Fonte: Elaboração própria (2017)

4.4 Calibração da célula de carga

Para realizar a calibração da célula de carga, foi necessário fabricar dois suportes para conectar a célula nas garras de fixação da máquina de ensaios de tração sem que a rosca da mesma fosse danificada pela pressão das garras.

Os suportes (um para cada extremidade da célula de carga) consistem em porcas para serem roscadas na célula de carga, soldadas em uma barra de aço roscada de 3/4" que serve de área de contato com as garras da máquina de ensaio de tração. Como a célula de carga não deve sofrer outro tipo de esforço a não ser de tração, cuidados foram tomados na fabricação desses suportes fixadores a fim de evitar esforços indesejados. A Figura 31 mostra uma foto do suporte construído para a calibração. A porca utilizada é de 7/8", a mesma utilizada para fixação da célula de carga no suporte fixador (entre trator e implemento).

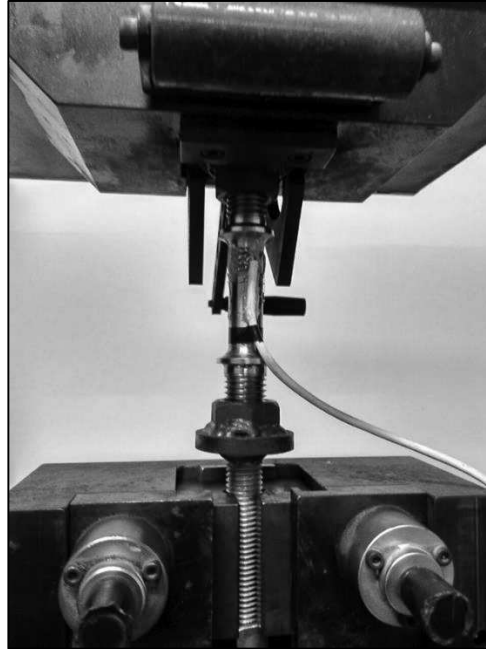
Figura 31 – Suporte construído para calibração da célula de carga



Fonte: Elaboração própria (2017)

A Figura 32 mostra como o suporte ficou acondicionado na máquina de tração.

Figura 32 – Suporte para ensaio de tração alocado na máquina

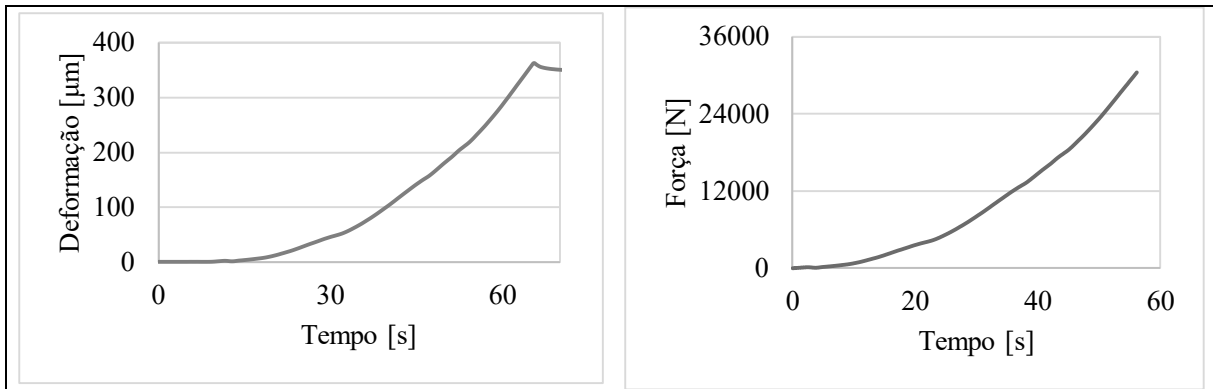


Fonte: Elaboração própria (2017)

Para a calibração, foram aplicadas crescentes cargas de tração até atingir 30 kN (limite de trabalho planejado para a célula de carga). Os dados de deformação da célula de carga foram medidos pelo condicionador de sinais *Spider8*. Posteriormente foi feita a comparação dos valores de força (indicados pela máquina de ensaio de tração) com os de deformação medidos na célula de carga. Por regressão linear foi obtida uma equação correlacionando estes dois parâmetros.

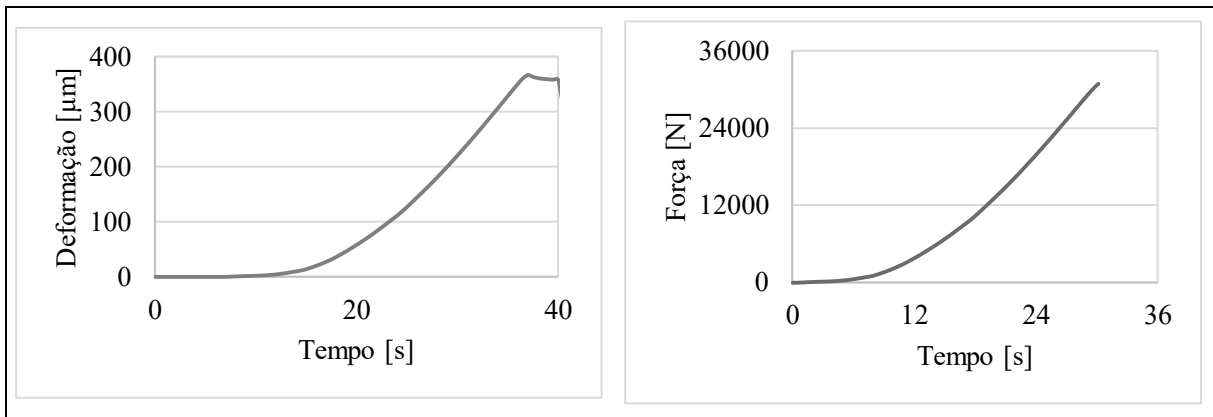
Os dados obtidos pela célula de carga da máquina de tração, Figuras 33 e 34 gráfico de linhas em vermelho, foram de força aplicada na calibração da célula de carga fabricada. Esses dados foram correlacionados com os dados de deformações obtidos pelos *strain gages*, Figuras 33 e 34 em azul, presentes na célula fabricada e enviados ao *Spider8*. Gráficos foram gerados com ambos parâmetros e correlacionados através da taxa de aquisição dos dados, ou seja, em dado tempo houve uma deformação para uma dada força.

Figura 33 – Dados de deformações e forças adquiridos no ensaio 1



Fonte: Elaboração própria (2017)

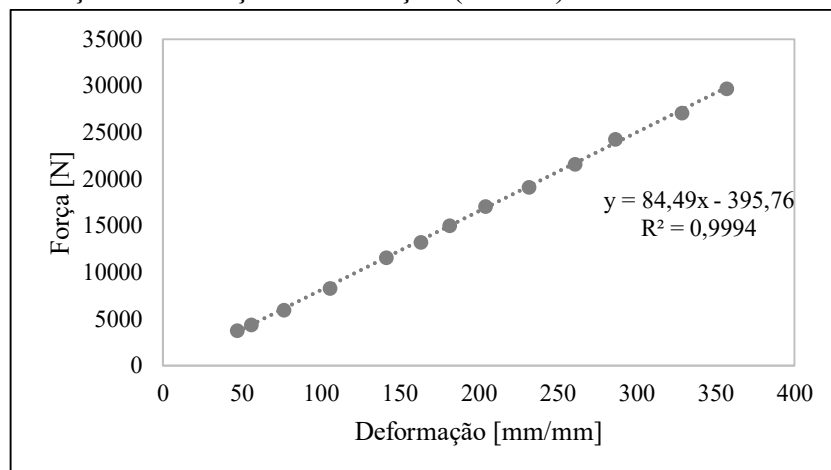
Figura 34 – Dados de deformações e forças adquiridos no ensaio 2



Fonte: Elaboração própria (2017)

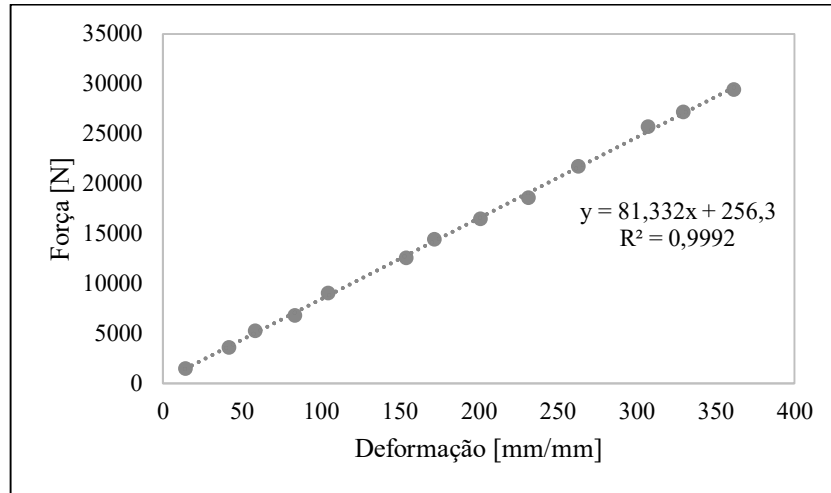
Esses pontos entre os dois dados para o mesmo intervalo de aquisição de dados foram plotados, e uma linha de tendência gerada para obtenção da equação de correlação. As Figuras 35 e 36 mostram os gráficos para dois testes de calibração.

Figura 35 – Correlação entre força e deformação (Teste 1)



Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 36 – Correlação entre força e deformação (Teste 2)



Fonte: Elaboração própria (2017)

Analisando a Figura 35, se observa um coeficiente de determinação do Ensaio 1 é de $R^2=0,9994$, isto significa que 99,94% da variável dependente consegue ser explicada pelos regressores presentes no modelo. A equação da reta da linha de tendência é igual a:

$$Força = (84,49 \cdot Deformação) - 395,76$$

Pela Figura 36, do Ensaio 2, pode-se observar um coeficiente de determinação muito próximo do obtido no Teste 1, de $R^2=0,9992$, ou seja, 99,92% da variável dependente consegue ser explicada pelos regressores presentes. A equação da reta da linha de tendência do Teste 2 é igual a:

$$Força = (81,332 \cdot Deformação) + 256,3$$

Fazendo-se uma média aritmética das duas equações, chegou-se a equação final, que será utilizada para correlacionar os dados de deformações obtidos no experimento de validação do método, uma vez que a variável força é quase 100% explicada através da variável deformação. A análise gráfica das duas equações, gerando um gráfico com as médias das forças das duas equações, chega-se à mesma equação considerando teoricamente um coeficiente de determinação entre as variáveis igual a 1, ou seja, 100% precisa. A equação final é dada por:

$$Força = (82,911 \cdot Deformação) - 69,73 \quad \dots(27)$$

Com esta equação, os valores das deformações obtidas nos experimentos de campo com o trator e a célula serão convertidos em valores finais de força de tração.

Uma forma analógica de se interpretar os valores de força de tração, sem possuir um condicionador de sinais, levando em consideração apenas a tensão de saída da Ponte de *Wheatstone*, seria através da Equação 27, assim como do Apêndice D que possui dados predeterminados de força de tração com seus respectivos valores de tensão de saída.

Da mecânica dos sólidos sabe-se: $\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$; uma vez que $\sigma = \frac{F}{A}$; logo tem-se que $\varepsilon = \frac{F}{AE}$. Sabendo também que ε_2 e ε_4 são multiplicados por μ , que é igual a 0,3 para aços. Substituindo esses dados na Equação 16, chega-se à Equação 27.

$$F = \frac{1,5385 \cdot V_{saída} \cdot AE}{K \cdot V_{entrada}} \quad \dots(27)$$

Onde: E é o módulo de elasticidade do material (200GPa para o aço); A é a área da grade dos SG's; $V_{entrada}$ e $V_{saída}$ são a tensão de entrada e saída, respectivamente, da ponte de *Wheatstone*, em volts.

4.5 Avaliações de campo

Para validação do projeto desenvolvido neste trabalho foram realizadas Avaliações de campo, como descrito no item 3.2.6. Para ligação entre os dois tratores foi utilizado um cabo de aço conectado por um pino de aço na barra de tração do “trator freio” e na outra extremidade junto ao suporte fixador da célula de carga, este último conectado na barra de tração do trator de teste. A Figura 28 e a Figura 37 mostram como foi realizado o engate de ambos tratores com o conjunto célula-suporte, e a disposição dos dois tratores.

Figura 37 – Disposição dos tratores para os experimentos



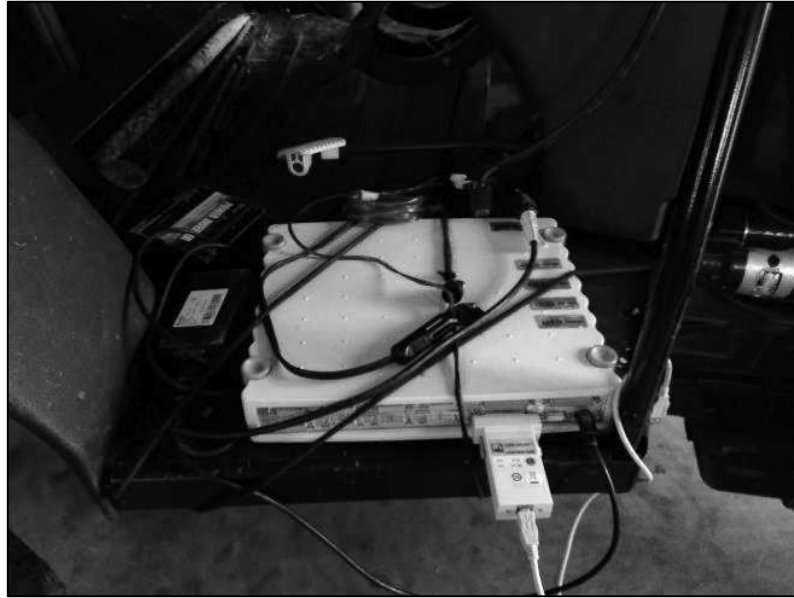
Fonte: Elaboração própria (2017)

O trator TL75E, que era o trator de tração propriamente dito, foi fixado a uma rotação de 2000 rpm, com deslocamento de cerca de 1,18m/s. O trator TL85E, que serviu de freio, teve a rotação do motor variada em 1800, 1600 e 1400 rpm, engatado na posição RÉ, com o intuito de fornecer 3 resistências de tração ao trator TL75E.

O Spider8 novamente foi utilizado para a aquisição dos dados, juntamente com um notebook, ambos alimentados por meio da bateria, de 12V de tensão com corrente contínua, do trator TL75E. Como a tensão de alimentação de ambos aparatos eletrônicos é bi-volt e corrente alternada, ou seja, com no mínimo 110V de tensão, foi necessário se fazer uso de uma fonte inversora de corrente DC para AC e transformadora de tensão.

Fonte inversora essa, Figura 16, assim como todos os demais eletrônicos foram alocados no trator de tração, Figura 38.

Figura 38 – Alocação dos eletrônicos



Fonte: Elaboração própria (2017)

Para calcular o patinamento das rodas, que diminuem o atrito com o solo e subsequentemente a demanda de força de tração, a Equação 26 é usada e obtêm-se o coeficiente de patinamento, ou k_d :

$$k_d = \frac{Vel_{real}}{Vel_{teórica}} \times 100\% \quad \dots(26)$$

Onde Vel_{real} é a velocidade do trator sem desenvolver força de tração, $Vel_{teórica}$ é a velocidade do trator desenvolvendo força de tração, em uma determinada distância. Para o caso dos testes, que foram realizados em solo de concreto, as porcentagens normais ou adequadas são de 5 a 7%.

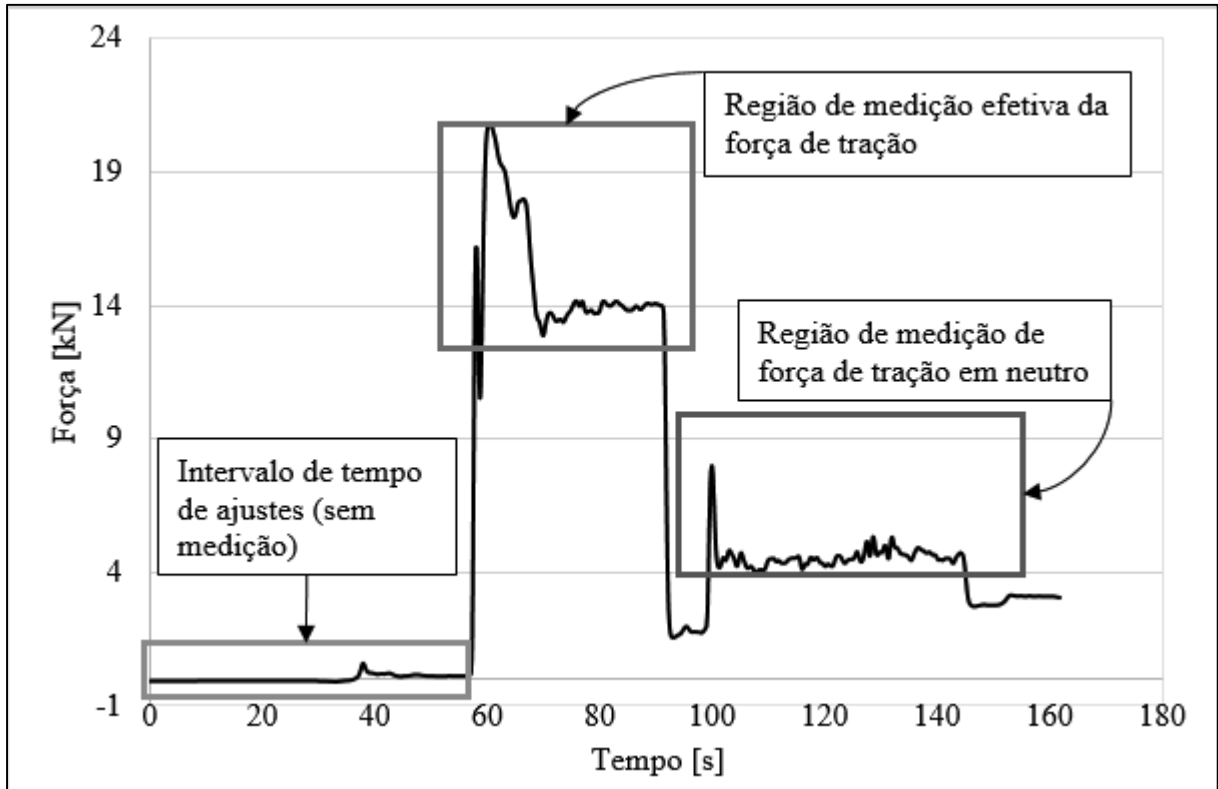
Logo após foi feita uma análise estatística com um software de análises estatísticas, para determinar o coeficiente de variação das médias das três rotações e para ver se os valores diferem estatisticamente entre si.

Definida a equação para ajustamento dos valores de força de tração em relação às deformações obtidas pelos *strain gages*, foram gerados gráficos para cada uma das repetições das respectivas rotações do trator lastro: 1800, 1600 e 1400 rpm.

Os gráficos das Figuras 40 à 48 foram alterados, havendo sido dado ênfase na parte em que definitivamente foram efetuadas as cargas de tração. O gráfico da Figura 39 mostra todo o

intervalo de tempo em que se deu início a medição através do software de aquisição dos dados dos SG's. Os dados adquiridos são automaticamente convertidos em valores de deformação.

Figura 39 – Gráfico força x tempo em um teste completo

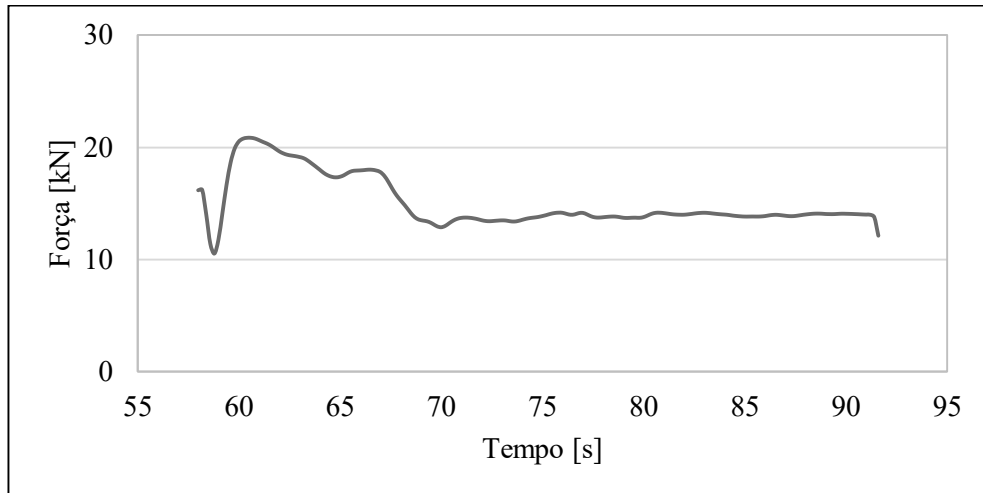


Fonte: Elaboração própria (2017)

A Figura 39 acima, mostra as regiões de medições realizadas durante o primeiro teste, a repetição R1. Para os demais gráficos das medições de forças, de R1 a R9, são subtraídos o intervalo de tempo em que não houve medição efetiva de força, onde o trator se mantinha em repouso, assim como a medição de forças quando o trator de tração, TL75E, se encontrava na posição NEUTRO da caixa de marchas, que nada mais é do que o movimento contrário do teste onde o trator de tração é puxado pelo trator lastro até a posição de início da próxima repetição.

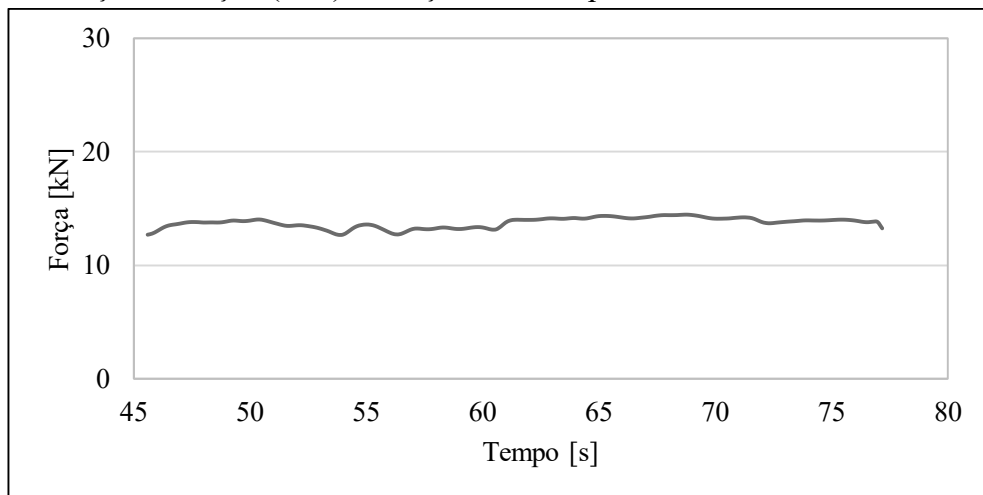
As Figuras 40, 41 e 42 mostram os valores de força de tração com o trator lastro na rotação de 1800 rpm para 3 repetições.

Figura 40 – Forças de tração (R1a) à rotação de 1800rpm do motor do trator lastro



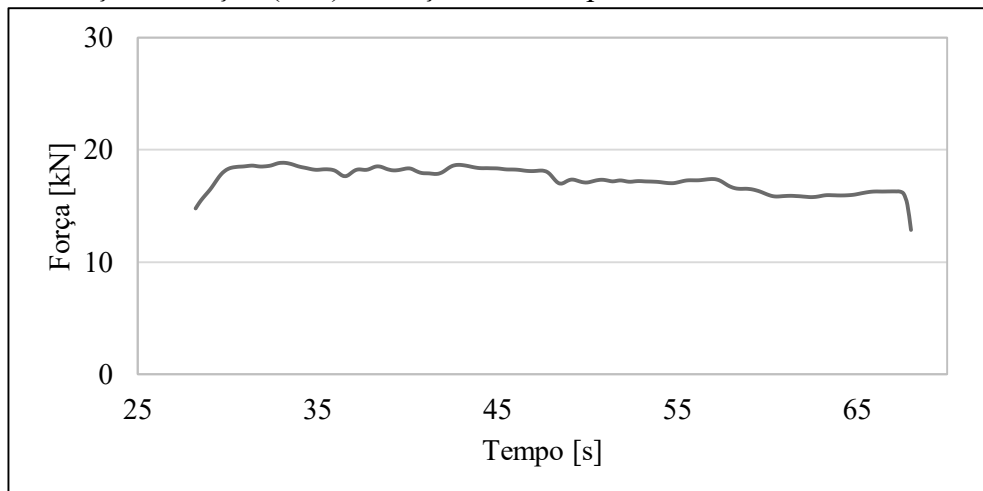
Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 41 – Forças de tração (R1b) à rotação de 1800rpm do motor do trator lastro



Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 42 – Forças de tração (R1c) à rotação de 1800rpm do motor do trator lastro



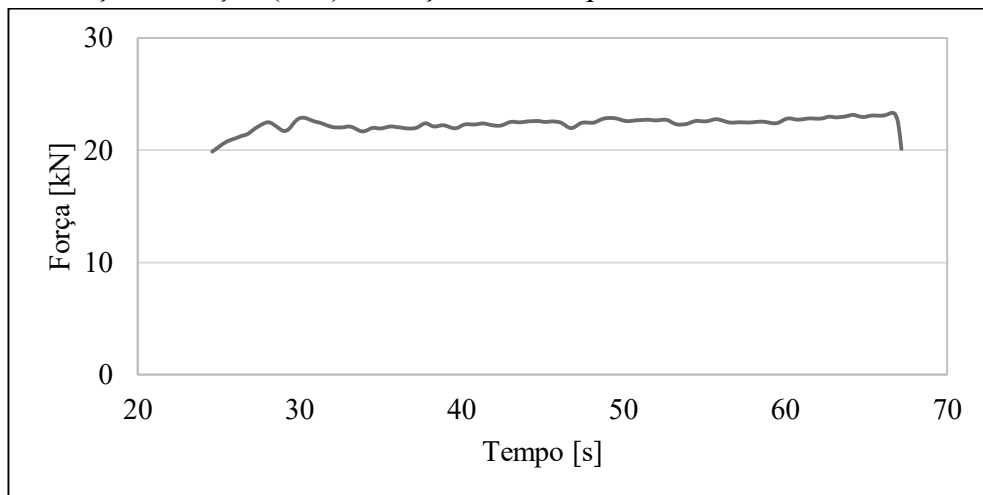
Fonte: Elaboração própria (2017)

Fazendo a média aritmética entre as três médias obtidas através dos dados de cada uma das repetições (R1a, R1b e R1c respectivamente), chegou-se a:

$$\bar{X} = \frac{15,04 + 13,76 + 17,04}{3} = 15,28 \text{ kN}$$

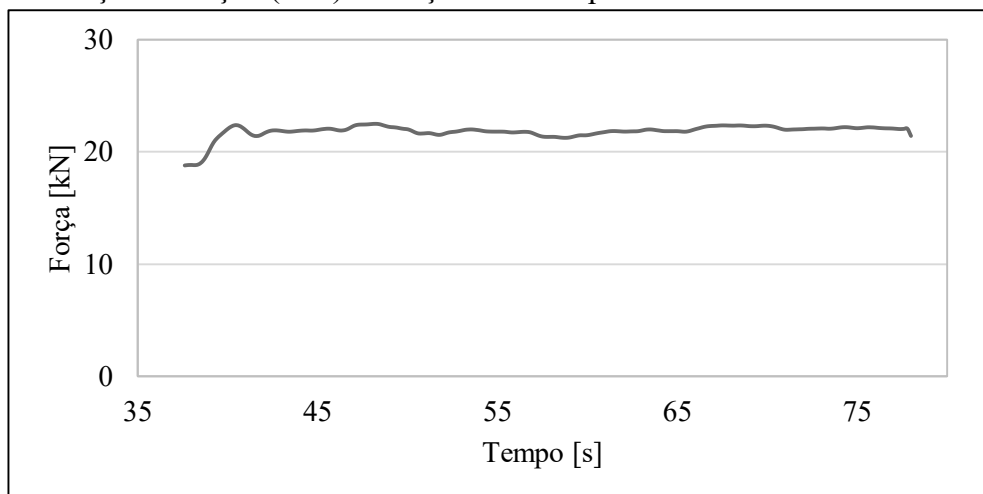
As Figuras 43, 44 e 45 mostram os valores de força de tração com o trator lastro na rotação de 1600 rpm para 3 repetições.

Figura 43 – Forças de tração (R2a) à rotação de 1600rpm do motor do trator lastro



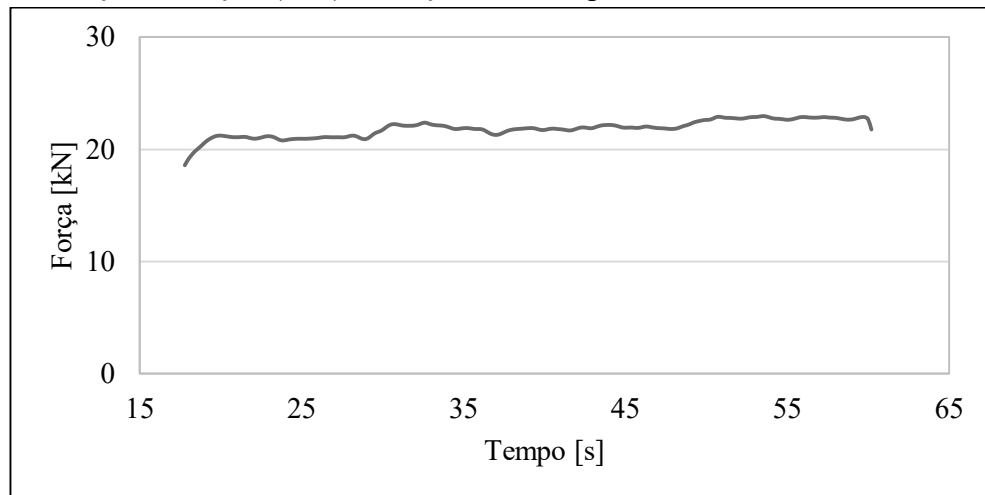
Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 44 – Forças de tração (R2b) à rotação de 1600rpm do motor do trator lastro



Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 45 – Forças de tração (R2c) à rotação de 1600rpm do motor do trator lastro



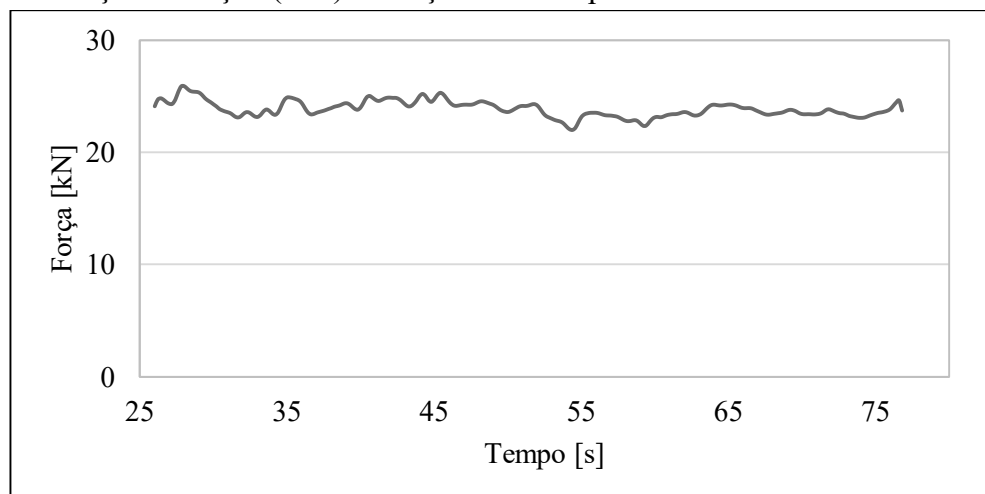
Fonte: Elaboração própria (2017)

Fazendo o mesmo procedimento de médias aritméticas entre as médias de cada uma das repetições, R2a, R2b e R2c, chegou-se a:

$$\bar{X} = \frac{21,79 + 21,79 + 22,21}{3} = 21,93kN$$

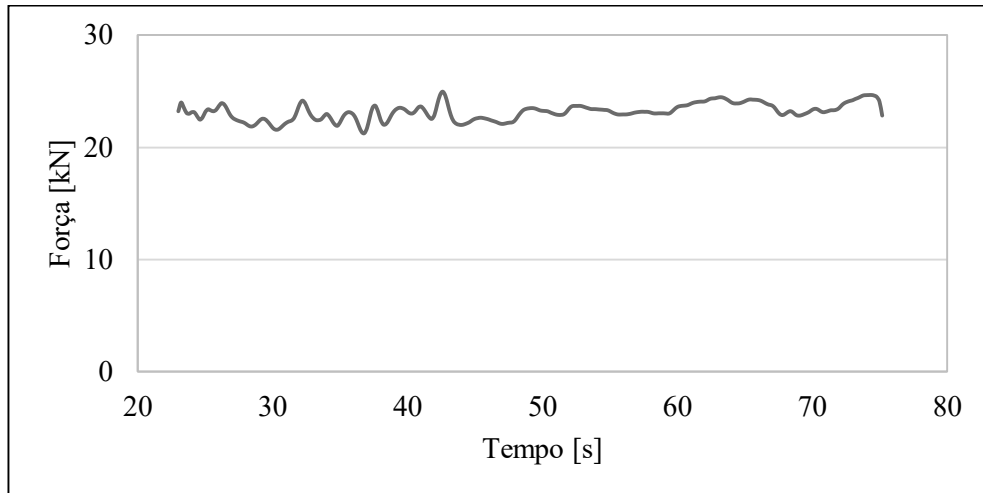
As Figuras 46, 47 e 48 mostram os valores de força de tração com o trator lastro na rotação de 1400 rpm para 3 repetições.

Figura 46 – Forças de tração (R3a) à rotação de 1400rpm do motor do trator lastro



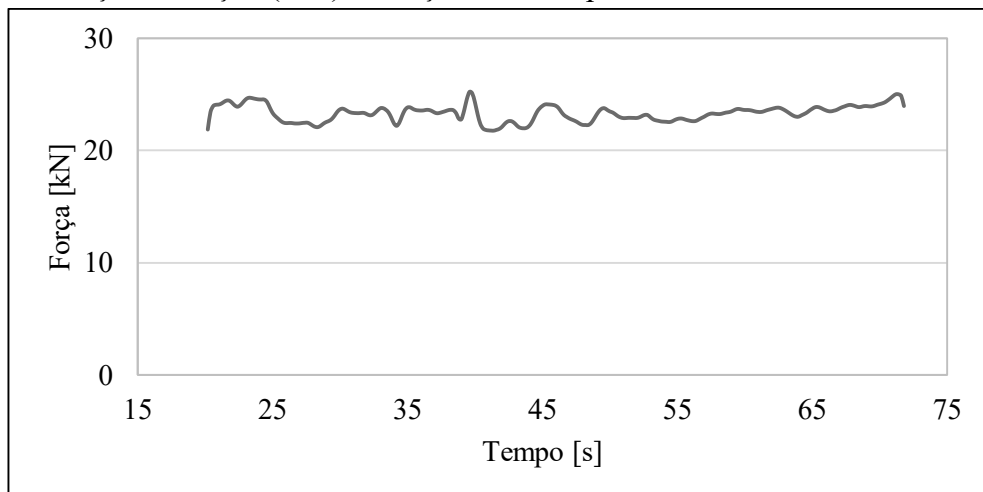
Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 47 – Forças de tração (R3b) à rotação de 1400rpm do motor do trator lastro



Fonte: Elaboração própria (2017)

Figura 48 – Forças de tração (R3c) à rotação de 1400rpm do motor do trator lastro



Fonte: Elaboração própria (2017)

Utilizando o mesmo procedimento de médias aritméticas entre as médias de cada uma das repetições, R3a, R3b e R3c, chegou-se a uma força média de:

$$\bar{X} = \frac{23,84 + 23,17 + 23,24}{3} = 23,42 \text{ kN}$$

Pôde-se notar que para as rotações de 1600 e 1400 rpm, os valores médios das repetições são mais próximos, o que pode ser explicado pela linearidade da força de tração, ou seja, não houve flutuações durante a aplicação da tração pelo trator. A 1800 rpm do trator lastro, o trator que está tracionando tem maior flutuação de esforço de tração, pois o peso que ele está puxando (TL85E) está quase na mesma rotação, logo a carga é menor e mais suscetível a vibrações.

Pôde-se notar também, que as médias da força de tração nas rotações de 1400 e 1600 do trator TL85E são muito próximas, e isto pode ser explicado pelo patinamento das rodas. Essa proximidade citada, pode ser verificada através da análise estatística feita no software *Assistat* de SILVA e AZEVEDO (2016), conforme Tabela 3. Onde 1, 2 e 3 representam as médias de 1800, 1600 e 1400 rpm respectivamente.

Tabela 3 – Tratamento estatístico das forças médias

Médias de tratamento	
1	15,28 b
2	21,93 a
3	23,42 a
DMS	1,976
MG	20,21
Ponto Médio	18,8
CV	4,89 %

Fonte: Elaboração própria (2017)

As médias seguidas pela mesma letra não diferem estatisticamente entre si. Isto quer dizer que estatisticamente as médias nas rotação de 1600 e 1400 rpm não são estatisticamente diferentes, estão dentro da mesma margem da variação.

O patinamento das rodas pode explicar esse fato. Para essas duas rotações foi medido o tempo em que o trator TL75E percorreu 20m, e assim se verificou o patinamento em ambas. Segue na Tabela 4 os tempos medidos assim como os patinamentos calculados pela Equação 26. O tempo tomado como base foi de 23,6s, que foi o tempo que o TL75E percorreu sem carga.

Tabela 4 – Patinamento das rodas do trator TL75E

Rotação [rpm]	Tempo percorrido em 20m [s]	Velocidade desenvolvida [m/s]	Patinamento [%]
1800	Sem medições	-	-
1600	28,84	1,442	22,20
1400	32,49	1,625	37,67

Fonte: Elaboração própria (2017)

O patinamento das rodas do trator de tração é considerável à rotação de 1400 rpm, 37,67%, o que explica a indiferença estatística das médias destas duas rotações. Isso também

significa que a carga tracionada estava elevada demais para a capacidade de tração que o trator TL75E podia desenvolver no piso de concreto. O patinamento ideal para solo uniforme de concreto é de 5 a 7%.

Foi notável visualmente o patinamento durante a realização dos testes, realmente os pneus deslizavam pelo concreto, fazendo com que a força de tração diminuí

5 CONCLUSÕES

No presente trabalho se apresenta um projeto de um dispositivo de medição de forças de tração de tratores agrícolas para trabalhos com implementos agrícolas. O dispositivo foi construído com materiais e equipamentos disponíveis na UNIPAMPA – Campus Alegrete/RS. O dispositivo, uma célula de carga e suporte fixador, foi projetado através de análises numéricas de com base na força de tração que este deveria suportar tendo como referência a potência do trator disponível na universidade (New Holland TL75E). A célula de carga projetada foi calibrada com a célula de carga de uma máquina de ensaios universais. Posteriormente foram realizados Avaliações de campo com dois tratores, um tracionando o outro, e, assim, obtendo-se os dados de deformação da célula de carga projetada. Os Avaliações de campo foram balizados pelas normas NBR 10400 (1997) e o Código 2 da OECD, norma internacional, para realização de ensaios de tração em tratores agrícolas.

Os dados correlacionados de força e deformação da calibração tornaram possíveis as medições das forças de tração desenvolvidas pelo trator para o qual foi destinado o projeto. Os dados obtidos experimentalmente foram analisados estatisticamente.

Com o término do trabalho é possível apresentar as seguintes conclusões:

- Através da modelagem numérica da célula de carga e do suporte de fixação no trator foi possível definir a melhor concepção para posterior fabricação de ambos. Foram obtidas as tensões equivalentes máximas que as peças sofreriam para algumas concepções e assim se pode escolher a melhor, no ponto de vista de fabricação e obtenção dos materiais.

- A estratégia de fabricação se mostrou adequada. A fabricação da célula de carga foi feita em um torno CNC para obter uma peça com acabamento e tolerâncias otimizadas. O suporte de fixação foi fabricado com ferramentas e equipamentos comuns de oficina, com soldagem e usinagem em torno manual, por exemplo.

- Na calibração da célula de carga foram feitos ensaios de tração com cargas crescentes até 30kN. Por meio de gráficos força x deformação e interpolação linear foi obtida uma equação de correlação onde o coeficiente de determinação foi considerado como 1, ou seja, o ajuste dos dados foi 100% preciso.

- Uma análise estatística dos resultados de campo mostrou um coeficiente de variação baixo, de 4,89%, o que mostra que os dados pouco variaram e então validam os experimentos feitos. Algumas distorções, na rotação de 1800 rpm do trator lastro, foram observadas mas são explicadas pelo fato dos dois tratores se encontrarem em rotações semelhantes. Nas outras duas

rotações (1600 rpm e 1400 rpm) os dados não diferem entre si estatisticamente, pois o patinamento nestas casos estava todo concentrado nas rodas do trator que estava exercendo a tração.

- Por fim, conclui-se que todos os resultados obtidos no decorrer do trabalho foram satisfatórios, tanto de construção e comportamento dos elementos construtivos, como dos dados obtidos experimentalmente por meio de extensômetros de resistência elétrica, ou *strain gages*.

Com este trabalho foi possível utilizar desde, análises numéricas para projeto de elementos mecânicos, programação de códigos para CNC, usinagem, soldagem, até análises experimentais de tensões e deformações com o auxílio de *strain gages*, para no final de tudo realizar Avaliações de campo para validação de todos os processos. Uma passagem por muitas disciplinas teóricas da graduação transformadas na prática em um dispositivo que possa vir a ser muito útil em outros trabalhos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASAE. **D497.4 – Agricultural machinery management data**. In: Standards 2003. American Society of Agricultural Engineers. St. Joseph, MI, p. 373-380. 2003.

ANDOLFATO, R. P.; CAMACHO, J. S.; DE BRITO, G. A. **Extensometria básica**. Ed. NEPAE UNESP, Ilha Solteira, 2004.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS; **NBR, ABNT Norma. 10400: Tratores Agrícolas–Determinação do Desempenho na Barra de Tração**. 1997.

BARBOSA, R. L. et al. Desempenho comparativo de um motor de ciclo diesel utilizando diesel e misturas de biodiesel. **Ciência e Agrotecnologia**. Lavras, v. 32, n.5, p. 1588-1593, set/out., 2008.

BEER, F.P.; JOHNSTON, JR., E.R. **Resistência dos Materiais**, 3.º Ed., Makron Books, 1995.

BRASIL, A. D. **Conhecimento e Uso de Metodologias de Desenvolvimento de Produtos: uma pesquisa envolvendo 30 empresas situadas nos estados de Santa Catarina e Rio Grande do Sul**. 1997. Tese de Doutorado. Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico.

CODES, O. E. C. D. OECD Standard Codes for the official testing of agricultural and forestry tractors. Available at. 2009.

DALLY, J. W.; RILEY, W. F.; McCONNELL, K. G. **Instrumentation for Engineering Measurements**, 2nd ed., New York: John Wiley & Sons, 1993.

DOLGA, L.; STEFANESCU, D. M. **About the parametric and feature-based design models for the elastic elements of force transducers**. Herceg Novi, Serbia, Montenegro, 2003.

GERDAU. **Catálogo Manual de Aços**. Disponível em: <www.feis.unesp.br/Home/departamentos/engenhariamecanica/maprotec/catalogo_acos_gerdau.pdf>. Acessado em: maio de 2017.

GUADAGNINI, P. H; ROCHA, F. S. da; BARLETTE, V. E. Projeto de um sensor eletrônico baseado em extensometria para medição de força. **Latin-American Journal of Physics Education**, v. 5, p. 753-762, 2011.

HIBBELER, R.C. **Resistência dos Materiais**, 5.º Ed., Editora Pearson, 2005.

HOFFMANN, K. **An introduction to measurements using strain gages**. Darmstadt, Germany: Hottinger Baldwin Messtechnik, 1989.

HOOKE, R. **De potentia restitutiva**. London, 1678.

HUNT, A.; et.al. **Guide to the Measurement of Force**. The Institute of Measurement and Control, Londres, publicado em 1998, revisado e reeditado em 2013.

LIPTÁK, B. G. (Ed.). **Process Control: Instrument Engineers' Handbook**. Ed. Butterworth-Heinemann, 2013.

LYNCH, C. S. **Measurement, instrumentation, and sensors handbook, Strain measurement**. Ed. CRC Press LLC, New York, 1999.

MONTEIRO, L.A.; SILVA, P.R.A. **Operação com tratores agrícolas**. 1ª.Ed.UNESP, Botucatu, SP. 2009.

MORRIS, A. S. **Measurement and instrumentation principles**, 3rd Ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2001, p. 120.

MURRAY, W. M.; MILLER, W. R. **The bonded electrical resistance strain gage: an introduction**. Oxford University Press, 1992.

PALLÁS-ARENY, R.; WEBSTER, J. G. **Sensors and signal conditioning**. 2nd ed. New York: John Wiley and Sons, 2001. ISBN 0471332321.

PEDERSEN, H. C. **Measurement techniques and data acquisition. Lecture notes for the 6th semester course**, Aalborg, Denmark, 2006.

ROMANO, L. N.; BACK, N.; OGLIARI, A. **Industria Brasileira de Máquinas Agrícolas: Estudos Preliminares do Processo de Desenvolvimento de Produto**. In: **CONGRESSO BRASILEIRO DE GESTÃO DE DESENVOLVIMENTO DE PRODUTO**, 3, 2001, Florianópolis.

RUSSINI, A. **Projeto, Construção e Teste de Instrumentação Eletrônica Para Avaliação do Desempenho de Tratores Agrícolas.** 2009. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria. 2009.

RUSSINI, A. **Estimativa de Desempenho de Tratores Agrícolas em Campo e Pista a Partir do Ensaio Dinamométrico.** 2012. 142f. Tese (Doutorado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria. 2012.

SANTOS, A. G. dos; SANTOS, J. E. G. dos. **APOSTILA DE MÁQUINAS AGRÍCOLAS.** Bauru, 2001.

SILVA, F. de A. S. e.; AZEVEDO, C. A. V. de. **The Assistat Software Version 7.7 and its use in the analysis of experimental data.** Afr. J. Agric. Res, v.11, n.39, p.3733-3740, 2016.

SRIVASTAVA, A.K., GOERING, C.E., ROHRBACH, R.P. Tractor hitching, traction and testing. In: Engineering principles of agricultural machines. 3 ed. St. Joseph: **American Society os Agricultural Engineers**, p. 117-145, 1996.

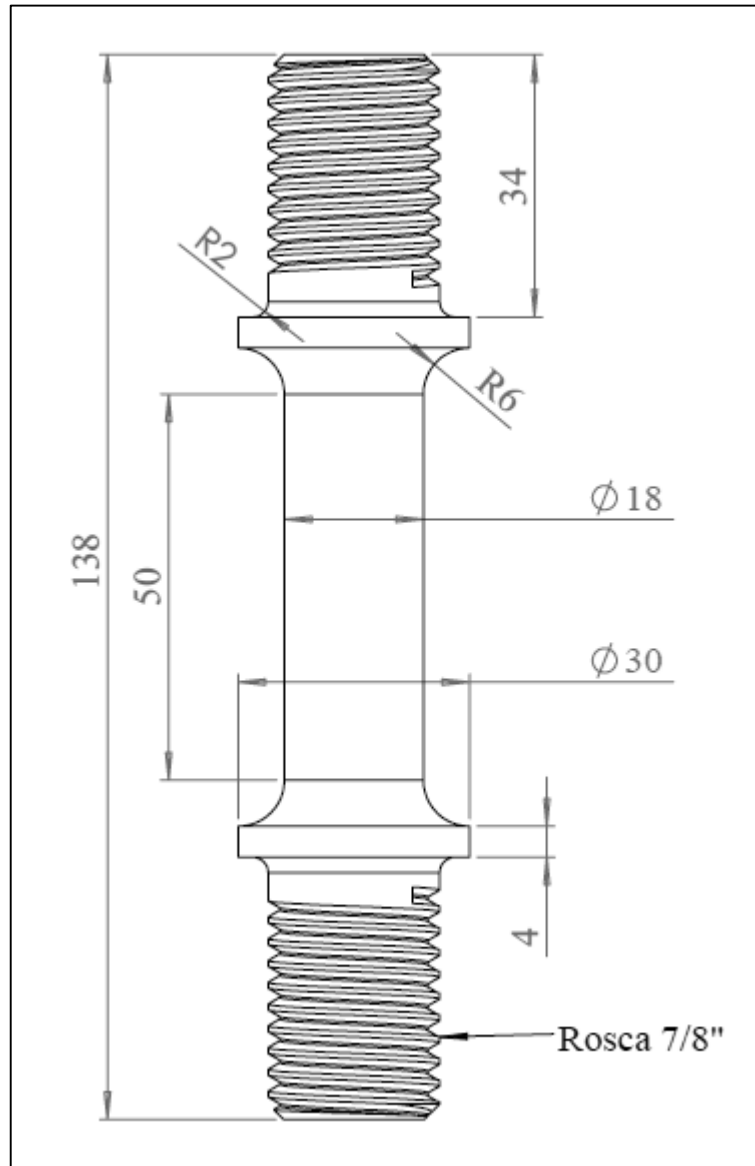
STEFANESCU, D. M.: **Methods for increasing the sensitivity of strain gauge force transducers.** PhD Dissertation, p. 4, “Politehnica” University of Bucharest, 1999.

STEFANESCU, D. M. **Handbook of force transducers: principles and components.** Springer Science & Business Media, 2011.

THOMSON, W. (Lord Kelvin), **On the Electrodynamic Qualities of Metals**, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Vol. 146, 1856, pp. 649-751.

APÊNDICE A – Dimensões da Célula de Carga

O Apêndice A traz as todas dimensões detalhadas da célula de carga.



APÊNDICE B – “Código G” utilizado na usinagem da célula de carga

B.1 – “Código G” utilizado na usinagem de um dos lados da barra

%CÉLULA DE CARGA (LADO 1)

N10	G291					
N20	G21	G40	G90	G95		
N30	T00					
N40	G54	G0	X200	Z50		
N50	T0101					
N60	G96	S200				
N70	G92	S2000	M3			
N80	G0	X53	Z2			
N90	G71	U2	R2			
N100	G71	P110	Q180	U1	W3	F.25
N110	G0	X16.2				
N120	G01	Z0				
N130	G01	X22.2	Z-3			
N140	G01	Z-32				
N150	G02	X24.2	Z-34	R2		
N160	G01	X30				
N170	G01	Z-103				
N180	G01	X50				
N190	G70	P110	Q180	F.2		
N200	T00					
N210	G54	G0	X200	Z50		
N220	T0501					
N230	G0	X32	Z-39			
N240	G01	X30				
N250	G02	X28	Z-44	R6		
N260	G01	Z-94				
N270	G02	X30	Z-99	R6		
N280	G0	Z-39				
N290	G01	X30				
N300	G0	X26	Z-44	R6		
N310	G01	Z-94				
N320	G02	X30	Z-99	R6		
N330	G0	Z-39				
N340	G01	X30				
N350	G02	X24	Z-44	R6		

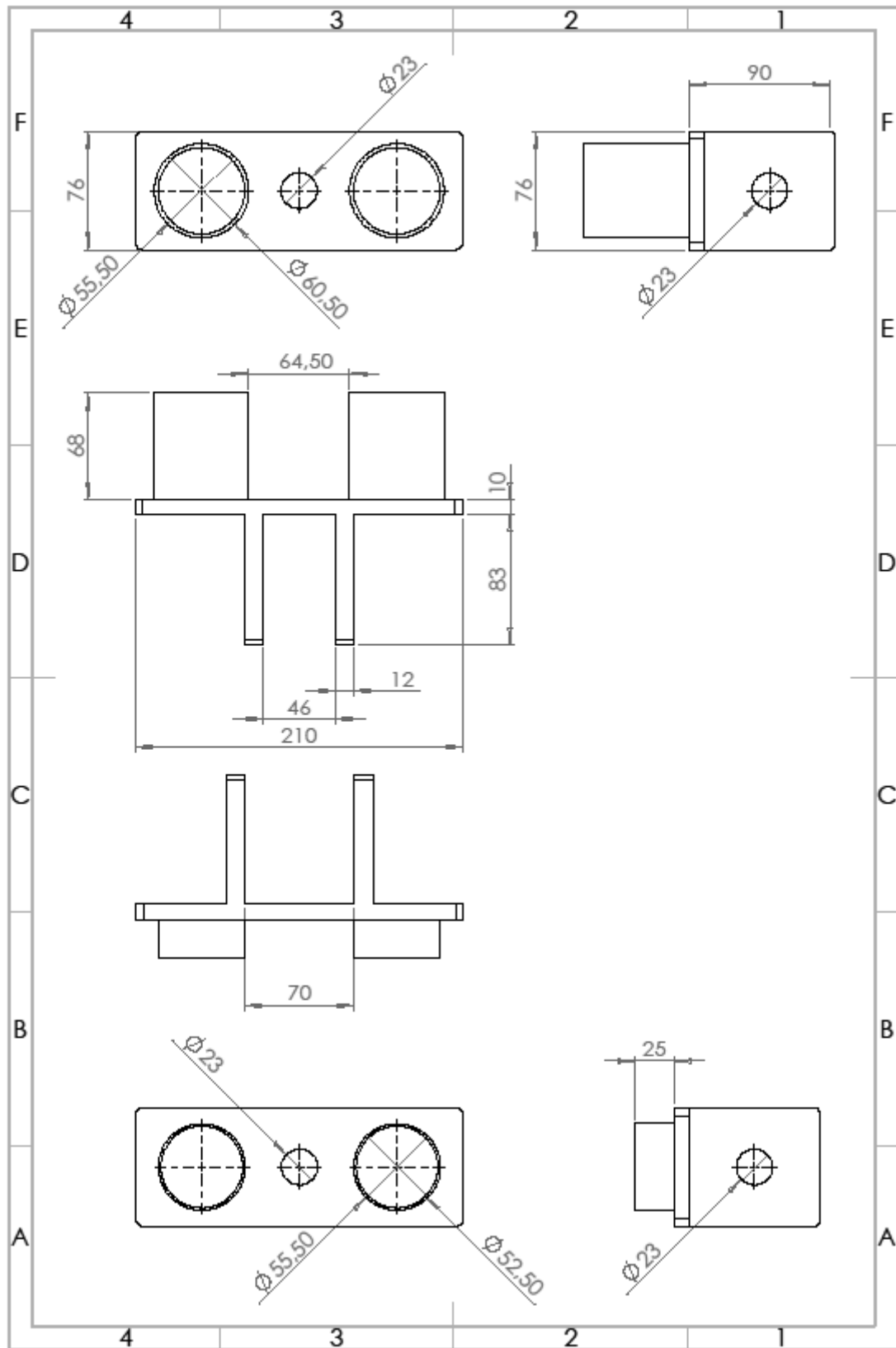
N360	G01	Z-94				
N370	G02	X30	Z-99	R6		
N380	G0	Z-39				
N390	G02	X22	Z-44	R6		
N400	G01	Z-94				
N410	G02	X30	Z-99	R6		
N420	G0	Z-39				
N430	G02	X20.5	Z-44	R6		
N440	G01	Z-94				
N450	G02	X30	Z-99	R6		
N460	G0	Z-39				
N470	G02	X18.5	Z-44	R6		
N480	G01	Z-94				
N490	G02	X30	Z-99	R6		
N500	G0	Z-39				
N510	G02	X18	Z-44	R6		
N520	G01	Z-94				
N530	G02	X30	Z-99	R6		
N540	G0	X150	Z50			
N550	T00					
N560	G54	G0	X200	Z30		
N570	T0701					
N580	G0	X23	Z3			
N590	G76	P011060	Q100	R0.1		
N600	G76	X18.53	Z-28	P1853	Q551	F2.82
N610	T00					
N620	G54	G0	X200			
N630	G0	Z50	M9			
N640	M30					

B.2 – “Código G” utilizado na usinagem do outro lado da barra

%CÉLULA DE CARGA (LADO 2)

N10	G291					
N20	G21	G40	G90	G95		
N30	T00					
N40	G54	G0	X180	Z50		
N50	T0101					
N60	G96	S200				
N70	G92	S1500				
N80	G0	X53	Z2			
N90	G71	U2	R2			
N100	G71	P110	Q160	U1	W.3	F.25
N110	G0	X16.2	Z2			
N120	G01	Z0				
N130	G01	X22.2	Z-3			
N140	G01	Z-36				
N150	G02	X24.2	Z-38	R2		
N160	G01	X50				
N170	G70	P110	Q160	F0.2		
N180	G0	X150	Z50			
N190	T00					
N200	G54	G0	X200	Z30		
N210	T0701					
N220	G0	X23	Z3			
N230	G76	P011060	Q100	R0.1		
N240	G76	X18.53	Z-28	P1853	Q1551	F2.82
N250	T00					
N260	G54	G0	X200			
N270	G0	Z50				
N280	M30					

APÊNDICE C – Dimensões do suporte fixador da célula de carga



APÊNDICE D – Tabela de tensões de saída para valores predeterminados de forças de tração

O Apêndice D mostra tensões de saída para pré-determinadas forças de tração, assim como as respectivas deformações de cada um dos Strain Gages.

Força [kN]	ϵ_1 [m]	ϵ_2 [m]	ϵ_3 [m]	ϵ_4 [m]	Vsaída [mV]
1	4,94E-07	1,48E-07	4,94E-07	1,48E-07	0,91
2	9,89E-07	2,97E-07	9,89E-07	2,97E-07	1,82
3	1,48E-06	4,45E-07	1,48E-06	4,45E-07	2,73
4	1,98E-06	5,93E-07	1,98E-06	5,93E-07	3,63
5	2,47E-06	7,42E-07	2,47E-06	7,42E-07	4,54
6	2,97E-06	8,90E-07	2,97E-06	8,90E-07	5,45
7	3,46E-06	1,04E-06	3,46E-06	1,04E-06	6,36
8	3,96E-06	1,19E-06	3,96E-06	1,19E-06	7,27
9	4,45E-06	1,33E-06	4,45E-06	1,33E-06	8,18
10	4,94E-06	1,48E-06	4,94E-06	1,48E-06	9,09
11	5,44E-06	1,63E-06	5,44E-06	1,63E-06	9,99
12	5,93E-06	1,78E-06	5,93E-06	1,78E-06	10,90
13	6,43E-06	1,93E-06	6,43E-06	1,93E-06	11,81
14	6,92E-06	2,08E-06	6,92E-06	2,08E-06	12,72
15	7,42E-06	2,22E-06	7,42E-06	2,22E-06	13,63
16	7,91E-06	2,37E-06	7,91E-06	2,37E-06	14,54
17	8,41E-06	2,52E-06	8,41E-06	2,52E-06	15,45
18	8,90E-06	2,67E-06	8,90E-06	2,67E-06	16,35
19	9,39E-06	2,82E-06	9,39E-06	2,82E-06	17,26
20	9,89E-06	2,97E-06	9,89E-06	2,97E-06	18,17
21	1,04E-05	3,11E-06	1,04E-05	3,11E-06	19,08
22	1,09E-05	3,26E-06	1,09E-05	3,26E-06	19,99
23	1,14E-05	3,41E-06	1,14E-05	3,41E-06	20,90
24	1,19E-05	3,56E-06	1,19E-05	3,56E-06	21,80
25	1,24E-05	3,71E-06	1,24E-05	3,71E-06	22,71
26	1,29E-05	3,86E-06	1,29E-05	3,86E-06	23,62
27	1,33E-05	4,00E-06	1,33E-05	4,00E-06	24,53
28	1,38E-05	4,15E-06	1,38E-05	4,15E-06	25,44
29	1,43E-05	4,30E-06	1,43E-05	4,30E-06	26,35