



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE  
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA**



**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**WALTER BELARMINO DA SILVA FILHO**

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO DE TRAÇÃO BIAxIAL PARA  
ENSAIOS MECÂNICOS DE MATERIAIS**

Campina Grande

2017

WALTER BELARMINO DA SILVA FILHO

**DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO PARA REALIZAÇÃO DE ENSAIO  
DE TRAÇÃO BIAXIAL**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação - Stricto Sensu - Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Campina Grande, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**Linha de pesquisa:** Análise e Projeto Termomecânico

**Orientador:** Prof. Dr. Wanderley Ferreira de Amorim Junior.

Campina Grande-PB

2017

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

S586d Silva Filho, Walter Belarmino da.

Desenvolvimento de um dispositivo para realização de ensaio de tração biaxial / Walter Belarmino da Silva filho. □ Campina Grande, 2018.

181 f. : il. color.

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia, 2018.

"Orientação: Prof. Dr. Wanderley Ferreira de Amorim Junior".

Referências.

1. Ensaio de Tração Biaxial. 2. Ensaio de Materiais. 3. Corpo de prova Criciforme. I. Amorim Junior. II. Título.

CDU 621.81(043)

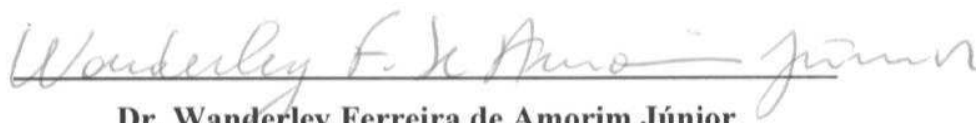
**WALTER BELARMINO DA SILVA FILHO**

DESENVOLVIMENTO DE UM DISPOSITIVO PARA REALIZAÇÃO DE ENSAIO DE  
TRAÇÃO BIAXIAL

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação - Stricto Sensu -  
Mestrado em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Campina Grande,  
como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia  
Mecânica.

Aprovada em 30/11/2017

**Banca Examinadora:**

  
\_\_\_\_\_

**Dr. Wanderley Ferreira de Amorim Júnior**

Orientador

UAEM – UFCG

  
\_\_\_\_\_

**Prof. Dr. Fernando Almeida da Silva**

Examinador

UAEM – UFCG

  
\_\_\_\_\_

**Prof. Dr. Anrafel Silva Meira**

Examinador Externo

UAAI - IFPB

Dedico este trabalho aos meus pais, Walter e Maria, que sempre me apoiaram e me incentivaram a continuar seguindo em frente, transmitindo fé, amor, determinação e coragem. As minhas irmãs Cynthia, Cydia e Camila por me ajudarem sempre na hora que precisava, e a minha amada e futura esposa Mikarla, que sempre esteve ao meu lado me ajudando.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por ter me dado o dom da vida, força, saúde e coragem de terminar mais esse trabalho.

Ao meu amigo e orientador Wanderley por orientar, coordenar e a paciência para esse trabalho.

Aos professores Fernando e Anrafel por aceitarem a dar mais contribuição nesse trabalho.

A todos os professores do PPGEM pela formação e direcionamento.

A todos os meus amigos pela força sempre na hora que eu precisava.

Ao IFPB pela ajuda e suporte para realização desse trabalho, onde sou servidor como Técnico de laboratório e com o apoio de estudantes e professores desta instituição, principalmente aos Professores Anrafel, Francisco e Martiliano; ao colega de trabalho Glaykiere e aos alunos Gerberson e Eduardo. Este trabalho não seria possível sem esse apoio, pois as máquinas, materiais e profissionais disponíveis nesse laboratório foram essenciais para o trabalho.

SILVA FILHO, W. B. Desenvolvimento de um dispositivo para ensaio de tração biaxial. 2017, 58 f. dissertação (engenharia mecânica), Universidade Federal de Campina Grande. Programa de pós-graduação em engenharia mecânica. Campina Grande, Paraíba, Brasil, 2017.

## RESUMO

O presente estudo documentado neste trabalho buscou o desenvolvimento, a partir das soluções apresentadas na literatura, de um dispositivo para a realização de ensaio de tração biaxial. Inicialmente realizado um estudo que foi condensado em um quadro de informações e posteriormente extraído os dados que serviram como base para o projeto. Aplicando a metodologia de projeto e analisado os dados iniciais, foi escolhido um dispositivo a ser acoplado em uma máquina de tração convencional, devido à facilidade na aplicação. Seguindo a metodologia, teve a etapa de projeto informacional, projeto conceitual, projeto preliminar, projeto detalhado, fabricação e teste. O teste do protótipo foi realizado com corpo de prova em formato de cruz segundo a norma ISO 16842:2014. Sendo possível o desenvolvimento de um dispositivo de ensaio biaxial baseado no mecanismo apresentado por Rohr, Harwick e Nahme para ser acoplado em uma máquina de ensaio de tração universal e utilizando um corpo de prova cruciforme.

Palavras-chave: ensaio de tração biaxial, ensaio de materiais, corpo de prova cruciforme.

SILVA FILHO, W. B. Development of a device for testing biaxial traction. 2017, 58 f. (**Master degree in Mechanical Engineering**), Federal University of Campina Grande. Graduate program in mechanical engineering. Campina Grande, 2017.

## **ABSTRACT**

The present study, which was documented in this paper, sought to develop a device for conducting a biaxial traction test using the solutions presented in the literature. Initially conducted a study that was condensed into an information frame and subsequently extracted the data that served as the basis for the project. Applying the design methodology and analyzing the initial data, a device to be coupled to a conventional traction machine was chosen due to its ease of application. Following the methodology, had the stage of informational design, conceptual design, preliminary design, detailed design, fabrication and testing. The prototype test was performed with a cross-shaped test piece according to ISO 16842: 2014. It is possible to develop a biaxial test device based on the mechanism presented by Rohr, Harwick and Nahme to be coupled to a universal traction test machine and using a cruciform test body.

Keywords: biaxial tensile test, materials test, cross-section test specimen.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 Sólido com plano de corte.....	22
Figura 2 Demonstração do Lema de Cauchy.....	23
Figura 3 Componentes do vetor tensão.....	24
Figura 4 Componentes da tensão tridimensional.....	24
Figura 5 Matriz e elemento do estado triplo de tensão.....	25
Figura 6 Exemplo de representação gráfica das tensões principais para um estado triplo de tensão.....	27
Figura 7 Representação do estado plano de tensão.....	28
Figura 8 Tubo de parede fina e Elemento em estado plano de tensão.....	29
Figura 9 Elemento em estado plano de tensão.....	29
Figura 10 Representação gráfica do critério de Tresca para estado plano.....	31
Figura 11 Circulo de Mohr para o Critério de Tresca.....	33
Figura 12 Representação gráfica do critério de Von Mises para estado plano de tensão.....	35
Figura 13 Comparação entre o critério de Tresca e Von Mises.....	35
Figura 14 Comparação dos resultados de ensaio de tração com materiais frágeis e dúcteis com os critérios de falha.....	36
Figura 15 Sentido de aplicação de força para estado de tensão plano.....	38
Figura 16 Estado plano de tensão atuante no embutimento.....	38
Figura 17 Exemplos de ensaios biaxiais com um sistema de carga.....	39
Figura 18 Exemplos de ensaios biaxiais com múltiplas cargas.....	39
Figura 19 Máquina desenvolvida por Shiratori e Ikegami.....	41
Figura 20 Máquina experimental para ensaio de tração biaxial.....	42
Figura 21 Máquina desenvolvida por Pascoe e Viliers.....	43
Figura 22 Máquina Desenvolvida por Hayhurst.....	45
Figura 23 Sistema de polia para aplicação de carga.....	46
Figura 24 Máquina apresentada por Makinde, Thibodeau e Neale.....	47
Figura 25 Esquema hidráulico e de controle da máquina.....	48
Figura 26 Imagem da máquina de ensaio.....	49
Figura 27 Imagem da máquina e aparelhos de controle.....	49
Figura 28 Apresentação dos principais componentes.....	50
Figura 29 Sistemas de controle e aquisição de dados.....	52

Figura 30 Máquina Desenvolvida por Shimamoto, Shimomura e Nam. ....	53
Figura 31 Diagrama de acionamento. ....	53
Figura 32 Máquina desenvolvida por Merklein e Biasutti. ....	54
Figura 33 Mecanismo desenvolvido por Ferron e Makinde. ....	56
Figura 34 Equipamento desenvolvido por Terriaut, Settouane e Brailovski. ....	57
Figura 35 Ruptura do corpo de prova.....	58
Figura 36 Mecanismo de Rohr, Harwick e Nahme. ....	59
Figura 37 Detalhe de fixação do corpo de prova.....	60
Figura 38 Outra configuração de carregamento.....	60
Figura 39 Dispositivo desenvolvido por Brieu, Diani e Bhatnagar. ....	61
Figura 40 Movimento do mecanismo. ....	62
Figura 41 Geometria dos corpos de prova apresentados por Shiratori e Ikegami...	64
Figura 42 Área da seção utilizada para o calculo de tensão. ....	64
Figura 43 Regiões de tensão uniforme. ....	65
Figura 44 Gráfico tensão x carga. ....	66
Figura 45 Gráfico do critério de Von Mises ....	66
Figura 46 Geometria proposta por Pascoel e Villiers ....	67
Figura 47 Corpos de prova após ensaio. ....	68
Figura 48 Geometria proposta por Hayhurst. ....	69
Figura 49 Corpo de prova com região central semiesférica ....	70
Figura 50 Corpo de prova com ranhuras.....	71
Figura 51 Estimativa do gradiente de não-uniformidade da deformação dentro da área central. ....	72
Figura 52 Curva de histerese de força versus deformação para aço A516 para carga equibiaxial cíclica. ....	73
Figura 53 Extensômetro biaxial.....	74
Figura 54 Ilustração dos parâmetros $a$ , $b$ e $p$ para as funções $f = a$ e $(f = a^2 - y^2)$ . ....	75
Figura 55 Evolução do desvio padrão normalizado sobre o comprimento específico $p$ de uma "placa" concêntrica.....	76
Figura 56 Ilustração do modelo de elementos finitos com seus parâmetros utilizados para o processo de otimização.....	81
Figura 57 Influência do parâmetro de geometria $a$ (comprimento específico da área de teste), no valor do critério C. ....	82

Figura 58 Linhas de “isostress” para $\sigma_{xx}$ dentro da área de teste do corpo de prova, material elástico isotrópico, carga equibiaxial; passo entre duas linhas: 1 MPa. (espessura 13 mm). .....	82
Figura 59 Corpo de prova cruciforme para ensaio de tração biaxial proposto por Kuwabara, Ikeda e Kuroda. ....	83
Figura 60 Curva tensão-deformação logarítmica para diferentes proporções de carregamento .....	84
Figura 61 Comparação dos pontos experimentais com o ponto de ruptura dos critérios de Hill, Mises e Logan & Hosford. ....	85
Figura 62 Corpo de prova utilizado pro Shimamoto, Shimomura e Nam. ....	86
Figura 63 Relação entre carga e deformação em condição de carga uniaxial e biaxial. ....	86
Figura 64 Padrões de região fotoelástica para carregamento biaxial. ....	87
Figura 65 Resultado do ensaio biaxial dinâmico. ....	87
Figura 66 Deformação ocorrida no corpo de prova após o ensaio. ....	88
Figura 67 Formato do corpo de prova escolhido. ....	89
Figura 68 Simulação da geometria do corpo de prova. ....	89
Figura 69 Corpos de prova após a realização do ensaio. ....	90
Figura 70 Geometria do corpo de prova de Makinde e Biasutti. ....	92
Figura 71 As forças de reação por deformação. Merklein (esquerda) e Makinde (direita). ....	93
Figura 72 Campo de deformação efetiva de Von Mises obtida por ARAMIS para duas diferentes tensões efetivas Von Mises. $P_0$ de 0,004 (esquerda) e 0,1 (direita), respectivamente. ....	93
Figura 73 Distribuição da deformação ao longo dos eixos do corpo de prova. ....	94
Figura 74 Ilustração esquemática da tensão media $\sigma_G$ e tensão local $\sigma_L$ . ....	95
Figura 75 Distribuição do erro de medição da tensão na área de teste. ....	97
Figura 76 Efeito da taxa de carga $s_x: s_y$ e da posição da leitura da deformação $\lambda$ na leitura do erro $es$ . ....	97
Figura 77 Gráfico Tensão x Deformação com resultados experimentais e de simulação (FEA) .....	98
Figura 78 Curva Limite de Conformação do aço DP600, obtida através do ensaio estampagem de Nakazima. ....	100

Figura 79 Vista explodida esquemática do arranjo dos principais componentes do dispositivo.....	101
Figura 80 Imagem de bolha gerada durante ensaio de inflação e marcação das variáveis de interpolação sobre a superfície de contorno. ....	101
Figura 81 Fluxograma .....	102
Figura 82 Dimensões com base na norma ISO 16842.....	104
Figura 83 Esquema de obtenção da tensão biaxial.....	106
Figura 84 Tipos de corpo de prova e sua fabricação. ....	106
Figura 85 Solução escolhida para o trabalho. ....	107
Figura 86 Fluxograma de características dos dispositivos de acoplamento.....	107
Figura 87 Conceito do dispositivo para ensaio biaxial.....	109
Figura 88 Base inferior do dispositivo para ensaio biaxial.....	110
Figura 89 Base superior para acoplamento no ponto de aplicação de carga.....	110
Figura 90 Componentes do subsistema de deslocamento dos eixos.....	112
Figura 91 Conjunto da garra de fixação. ....	113
Figura 92 Simulação de movimento do mecanismo.....	113
Figura 93 Máquina de ensaio de tração universal Instron e10000 .....	115
Figura 94 Distribuição de tensão na base superior de acoplamento.....	116
Figura 95 Distribuição da tensão na base inferior do dispositivo.....	117
Figura 96 Distribuição de tensão na barra de ligação. ....	117
Figura 97 Distribuição de tensão na garra. ....	118
Figura 98 Distribuição de tensão no suporte do eixo horizontal. ....	119
Figura 99 Distribuição de tensão no suporte de ligação e no suporte da barra inclinada.....	119
Figura 100 Distribuição de tensão na barra do eixo horizontal.....	120
Figura 101 Fresagem da Base inferior do dispositivo. ....	121
Figura 102 Suporte de fixação na máquina.....	122
Figura 103 Cruzeta de transmissão de carga.....	123
Figura 104 Componentes do subsistema de deslocamento dos eixos: (a) barra; (b) suporte; (c) guia linear.....	124
Figura 105 Subsistema montado.....	124
Figura 106 Garra de fixação do corpo de prova. ....	125
Figura 107 Peças componentes da garra. ....	125
Figura 108 Movimento do dispositivo. ....	126

Figura 109 Distribuição de tensão na cruzeta. ....	127
Figura 110 Distribuição de tensão na barra. ....	128
Figura 111 Catálogo do fabricante do guia linear.....	129
Figura 112 Guia linear selecionado. ....	129
Figura 113 Componentes do suporte da garra.....	130
Figura 114 Suporte com os componentes soldados. ....	130
Figura 115 Distribuição de tensão no suporte.....	130
Figura 116 Distribuição de tensão na garra. ....	131
Figura 117 Catálogo de parafusos. ....	132
Figura 118 Parafusos selecionados 1/4" BSW, M8 e M10 .....	132
Figura 119 Processos de usinagem. ....	134
Figura 120 Base de fixação com os trilhos.....	135
Figura 121 Cruzeta de fixação das barras. ....	135
Figura 122 Subsistema dos eixos sem o trilho (a), conjunto parcialmente desmontado (b) e (c) .....	136
Figura 123 Suporte da garra com as soldas de reforço. ....	136
Figura 124 Garra de fixação do corpo de prova (b), desmontada (a).....	137
Figura 125 Dispositivo montado. ....	138
Figura 126 Realização do teste de rigidez. ....	140
Figura 127 Desvio lateral do corpo de prova.....	141
Figura 128 Deformação na cruzeta. ....	141
Figura 129 Corpo de prova com área quadriculada. ....	142
Figura 130 Imagens da área central, sem carga (a), 0,5 t (b) e 1,0 t (c). ....	143
Figura 131 Desalinhamento do corpo de prova durante teste.....	143
Figura 132 Corpo de prova após teste. ....	144
Figura 133 Terceiro teste usando a prensa de 150 t.....	145
Figura 134 Demonstração dos eixos e forma de medição. ....	146
Figura 135 Corpo de prova.....	147
Figura 136 Simulação do corpo de prova.....	148
Figura 137 Deformação relativa a espessura do corpo de prova. ....	149
Figura 138 Corte do laser no Nylon.....	150
Figura 139 Corpos de prova fabricados. ....	151

## **LISTA DE TABELA**

Tabela 1: Seleção de material para as peças após simulação.....	120
Tabela 2: Seleção de material para as peças após simulação.....	132
Tabela 3 Medições realizadas no teste. ....	145

## **LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIações**

ISO - International Organization for Standardization

ASMT – American Society for Testing and Materials (Sociedade Americana para Testes e Materiais)

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

UFCG - Universidade Federal de Campina Grande

UAEM – Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica

LaMMEA – Laboratório Multidisciplinar de Materiais e Estruturas Ativas

IFPB – Instituto Federal de Ciências e Tecnologia da Paraíba

PS – Poliestireno

MDF - Medium Density Fiberboard

t – tonelada(s)

# SUMÁRIO

CAPÍTULO I .....	19
1. INTRODUÇÃO .....	19
1.1. Objetivos .....	20
1.1.1. Objetivo Geral .....	20
1.1.2. Objetivos Específicos .....	21
CAPÍTULO II .....	22
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	22
2.1. Tensor tensão de Cauchy .....	22
2.2. Tensões Principais. ....	26
2.3. Estado Plano de tensão .....	28
2.4. Critério de falha para materiais dúcteis .....	30
2.4.1. Teoria da tensão máxima de cisalhamento (Critério de Tresca) .....	30
2.4.2. Teoria da máxima energia de distorção (critério de falha de Von Mises).....	33
3. ENSAIO DE TRAÇÃO BIAXIAL .....	36
3.1. O ensaio de tração .....	36
4. DESENVOLVIMENTO DE CONJUNTO PARA TRAÇÃO BIAXIAL .....	37
4.1. Máquina autônoma de ensaio biaxial .....	40
4.1.1. Protótipo de máquina de ensaio de tração biaxial usando amostra de placa apresentado por Shiratori e Ikegami em 1967 .....	40
4.1.2. Máquina desenvolvida por Pascoe e Villiers para ensaio de fadiga em aço em 1967 . .....	42
4.1.3. Máquina de ensaio de tração biaxial utilizando peso morto, desenvolvida por Hayhurst 1973 .....	44
4.1.4. Máquina desenvolvida para ensaio biaxial em amostra cruciforme por Makinde, Thibodeau e Neale 1992.....	46
4.1.5. Máquina para ensaio biaxial em materiais anisotrópicos desenvolvida por Boehler, Demmerle e Koss 1994 .....	49
4.1.6. Máquina desenvolvida para carregamento dinâmico biaxial por Shimamoto, Shimomura e Nam 2003 .....	52
4.1.7. Máquina desenvolvida com a utilização de um atuador por Merklein e Biasutti 2013 .....	54
4.2. Mecanismos de acoplamento para máquinas de ensaio .....	55
4.2.1. Mecanismo projetado por Ferron e Makinde 1988 .....	56
4.2.2. Mecanismo desenvolvido por Terriault, Settouane e Brailovski 2003 .....	57
4.2.3. Mecanismo apresentado por Rohr, Harwick e Nahme 2005 .....	58



4.2.4	Mecanismo projetado por Brieu, Diani e Bhatnagar 2007 .....	61
5.	CORPO DE PROVA E MÉTODOS DE MEDIÇÃO .....	62
5.1.	Corpo de prova desenvolvido por Shiratori e Ikegami 1967 .....	63
5.2.	Corpo de prova desenvolvido por Pascoe e Villiers 1967 .....	67
5.3.	Corpo de prova projetado por Hayhurst 1973.....	68
5.4.	Corpo de prova desenvolvido por Makinde, Thibodeau e Neale 1992 .....	69
5.5.	Desenvolvimento de critério matemático para a geometria de um corpo de prova cruciforme apresentado por Demmerle e Boheler 1993 .....	74
5.5.1.	Formula teórica.....	75
5.6.	Corpo de prova proposto por Kuwabara, Ikeda e Kuroda 1998 .....	83
5.7.	Corpo de prova desenvolvido por Shimamoto, Shimomura e Nam 2003 .....	85
5.8.	Corpo de prova com sistema quadriculado para verificar deformação apresentado por Rohr , Harwick e Nahme 2005.....	88
5.9.	Corpo de prova projetado por Bhatnagar <i>et al</i> 2007 .....	88
5.10.	Requisitos para corpo de prova cruciforme descritos por Hannon e Tiernan 2008.....	90
5.11.	Corpo de prova apresentado por Merklein e Biasutti 2013.....	91
5.12.	Otimização da geometria do corpo de prova apresentado por Hanabusa, Takizawa e Kuwabara 2013 .....	94
6.	TRABALHOS PUBLICADOS NO BRASIL REFERENTE A ENSAIO BIAXIAL .....	99
6.1.	Influência do tamanho de grão na instabilidade plástica de chapas submetidas a tensões biaxiais por Bruno Costa 2008.....	99
6.2.	Análise da fratura em chapas de aço submetidas a vários estados de tensão por Tigrinho 2011 .....	99
6.3.	Ensaio de tração biaxial por inflação para caracterização de borrachas por Silva 2014	100
	CAPÍTULO III .....	102
7.	MATERIAIS E MÉTODOS .....	102
7.1.	Metodologia de Projeto. ....	102
7.2.	Corpo de Prova.....	104
	CAPÍTULO IV.....	105
8.	RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	105
8.1.	Projeto Informativo.....	105
8.2.	Projeto do dispositivo baseado no mecanismo de Brieu, Diani e Bhatnagar .....	108
8.2.1.	Projeto conceitual.....	108
8.2.2.	Projeto preliminar .....	114
8.2.3.	Projeto detalhado .....	121

8.2.4.	Fabricação .....	121
8.3.	Desenvolvimento e teste do dispositivo baseado no mecanismo proposto por Rohr, Harwick e Nahme .....	122
8.3.1.	Projeto Conceitual .....	122
8.3.2.	Projeto Preliminar .....	126
8.3.3.	Projeto Detalhado .....	133
8.3.4.	Fabricação .....	133
8.3.5.	Teste.....	138
8.3.6.	Teste de rigidez.....	139
8.3.7.	Teste de deformação do corpo de prova.....	141
8.4.	Corpo de prova .....	146
8.4.1.	Conceito do corpo de prova .....	146
8.4.2.	Projeto preliminar do corpo de prova .....	147
8.4.3.	Projeto detalhado do corpo de prova.....	149
8.4.4.	Fabricação do corpo de prova.....	149
CAPITULO V.....		152
9.	CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES.....	152
9.1.	Conclusões .....	152
9.2.	Sugestões para trabalhos futuros. ....	152
REFERÊNCIAS .....		154
APÊNDICES .....		157
ANEXOS.....		182

## CAPÍTULO I

### 1. INTRODUÇÃO

Com a grande variedade de materiais disponíveis no mercado, para a utilização pelos profissionais e empresas, podendo ser escolhidos para os mais diversos projetos de estruturas e equipamentos, abre-se a necessidade do conhecimento das suas características para a correta escolha. Dentre as características que os materiais possuem, na engenharia mecânica, as propriedades mais importantes são as mecânicas, como a resistência a tração, tenacidade, dureza, entre outras.

A determinação destas propriedades mecânicas de um material é realizada por meio de vários ensaios, que podem ser destrutivos, pois promovem a ruptura ou a inutilização do corpo de prova ou os ensaios não destrutivos, utilizados para detectar falhas no material. Na categoria dos ensaios destrutivos, estão os ensaios de tração, flexão, compressão, dobramento e outros. (SOUZA, 1982). Dentre os ensaios destrutivos, o ensaio de tração se tornou o mais empregado para materiais metálicos, devido a fácil execução e reprodutividade dos resultados.

Porém, no meio industrial e científico, foram identificadas as limitações do ensaio de tração padrão (unidirecional) para determinação de algumas características e propriedades de materiais, quando tendem a ser anisotrópicos, por só determinarem propriedades em uma direção. Quando componentes mecânicos, fabricados com esses materiais, são carregados em mais de uma direção, podem apresentar respostas distintas ao que foram previamente projetados, resultando até, em falha do material com cargas muito menores do que determinado no projeto. Tais comportamentos não podem ser previstos pelo ensaio de tração uniaxial, logo se notou a necessidade da utilização de novos métodos de ensaio que possam caracterizar este comportamento, levando assim, a pesquisa na área de ensaios bidimensionais. (HANNON; TIERNAN, 2008).

Ao contrário da situação com metais, a falha de compósitos sob carregamento multiaxial até pouco tempo, tem sido mal compreendida. Devido à estrutura anisotrópica inerentemente do material, a sua resistência em condições biaxiais depende criticamente de quão bem as cargas estão nas direções da fibra

no material. Se estiverem bem combinadas, a força biaxial pode exceder o valor que poderia ser esperado de ensaios uniaxiais simples de tração e compressão. Por outro lado, se eles estão mal combinados a força pode ser bastante baixa. (BHATNAGAR *et al.*, 2007).

Conseqüentemente, o ensaio biaxial tornou-se de grande importância para o estabelecimento das características para materiais anisotrópicos e também na avaliação de materiais isotrópicos que serão carregados multiaxialmente e necessitam de uma avaliação do seu comportamento dinâmico. O ensaio de tração biaxial descreve as propriedades mecânicas dos materiais sob múltiplas cargas com maior precisão, do que o ensaio de tração uniaxial, estando as configurações próximas aos cenários físicos reais, se tornando relativamente comum na caracterização de materiais utilizados em componentes estruturais de aeronaves, onde se necessita de uma maior confiabilidade do material utilizado.

Porém, uma das principais dificuldades na realização destes ensaios multiaxiais é a concepção de corpos de prova e dispositivos de carregamento de modo que possa ser produzido um estado plano de tensão uniforme. (MAKRIS *et al.*, 2007). Revisões sobre o ensaio biaxial foram realizadas por muitos pesquisadores, principalmente sobre o método utilizado para realizar o ensaio, os dispositivos desenvolvidos para cada método e o estudo do formato do corpo de prova para melhorar os resultados do ensaio, porém, como o ensaio está em desenvolvimento, não existe uma padronização para a realização do ensaio.

Para o desenvolvimento deste trabalho, visando o projeto e fabricação de um dispositivo para realização de ensaio de tração biaxial para materiais, foi realizada uma ampla pesquisa na literatura, com artigos científicos, dissertações e teses de doutorado sobre a realização do ensaio de tração biaxial e os resultados obtidos em cada trabalho.

## **1.1. Objetivos**

### **1.1.1. Objetivo Geral**

Com foco neste cenário o presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento e teste de um dispositivo de tração biaxial e fabricação do corpo de prova para realizar o ensaio.

### 1.1.2. Objetivos Específicos

Os objetivos específicos desse trabalho são:

- Realizar ampla pesquisa bibliográfica, para avaliação dos tipos de equipamento de tração biaxial e formato do corpo de prova.
- Projetar e construir um dispositivo para ensaio de tração biaxial.
- Fabricar um corpo de prova cruciforme.
- Realizar ensaios para validação do dispositivo e geometria do corpo de prova.

## CAPÍTULO II

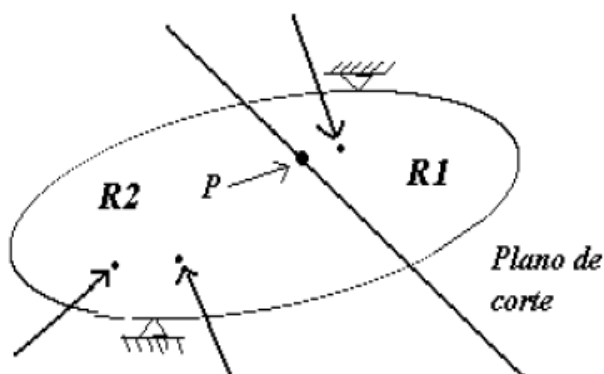
### 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

#### 2.1. Tensor tensão de Cauchy

Para o entendimento dos fenômenos que ocorrem na realização do ensaio de tração biaxial, é de fundamental importância entender a teoria das tensões nos materiais. O conceito de tensão foi introduzido pelo método proposto pelo francês Augustin Cauchy (1789-1857), que é a base para se chegar ao estado plano de tensão utilizado no ensaio biaxial.

Para analisar como um corpo sólido deformável responde a aplicação de cargas externas, Cauchy propôs analisar um ponto  $P$  neste sólido, a partir de um plano fictício que corta o sólido passando por  $P$ , formando duas superfícies que interagem entre si através da seção de corte, consequência das forças externas e da restrição de movimento do material, (ROCHA, 2002), Figura 1.

Figura 1 Sólido com plano de corte.



Fonte: (ROCHA, 2002)

A teoria conhecida como o “princípio da tensão de Euler–Cauchy”, verifica a densidade de forças internas  $T^{(n)}$  (tensão) resultante da distribuição de forças equivalente as forças externas  $\Delta F$  que atuam na área  $\Delta S$  do sólido cortado pelo plano, assumindo que o sólido é um meio contínuo, (ROCHA, 2002), temos então:

$$T^{(n)} = \frac{\Delta F}{\Delta S}$$

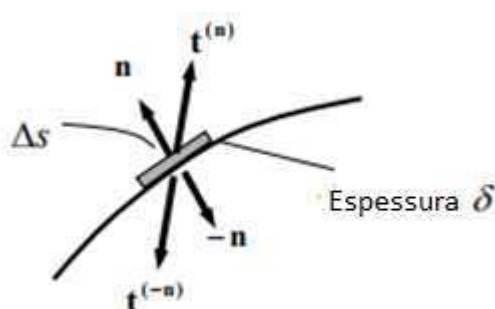
Logo, para verificar a densidade das forças internas  $t^{(n)}$  no ponto  $P$  (vetor tensão), Cauchy assumiu que o entorno do ponto  $P$  como um elemento infinitesimal, assim  $\Delta S$  tende a zero, (KELLY, 2015). Temos então:

$$t^{(n)} = \lim_{\Delta S \rightarrow 0} \frac{\Delta F}{\Delta S}$$

Onde  $t^{(n)}$  é um vetor tensão no ponto  $P$ ,  $\mathbf{n}$  indica o elemento normal à superfície, o vetor tensão é unicamente definido para uma dada normal. Um número infinito de vetores de tensão atua no ponto, cada um agindo de diferentes planos através do ponto  $P$ , definido por diferentes normais.

O vetor tensão  $t^{(n)}$  em um ponto da superfície é igual ao vetor tensão oposto  $t^{(-n)}$  que atua naquele mesmo ponto para a mesma superfície com o vetor normal oposto. Conhecido como “Lema de Cauchy”, onde temos que  $t^{(n)} = -t^{(-n)}$  (KELLY, 2015), demonstrado na Figura 2.

Figura 2 Demonstração do Lema de Cauchy.



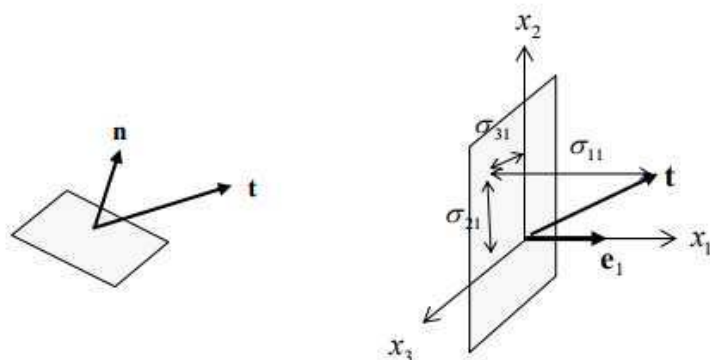
Fonte: (KELLY, 2015)

Cauchy então representou  $t$  como uma função linear do vetor  $\mathbf{n}$ , no ponto  $P$ . Tal aplicação linear é denominada como tensor de Cauchy. Então, temos a “Lei de Cauchy” (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017):

$$\mathbf{t} = \boldsymbol{\sigma} \mathbf{n}$$

O componente do vetor tensão  $\sigma$  foi chamado de componentes de tensão, com três componentes por plano para um vetor  $t$  orientado em uma direção arbitrária, demonstrado na Figura 3, para  $\mathbf{t}_i = \sigma_{ij} \mathbf{n}_j$  considerando o sistema de coordenadas no vetor  $e_i$ .

Figura 3 Componentes do vetor tensão.



Fonte: (KELLY, 2015)

Para cada partícula infinitesimal do material representado pelo ponto  $P$ , segundo o teorema das tensões de Cauchy, conhecendo apenas os vetores tensão sobre três planos mutuamente perpendiculares, o vetor tensão sobre qualquer outro plano passando através daquele ponto pode ser determinado através das equações de transformação de coordenadas, (KELLY, 2015). Logo, temos associados nove componentes de tensão representando todas as componentes que atuam em uma partícula, assim:

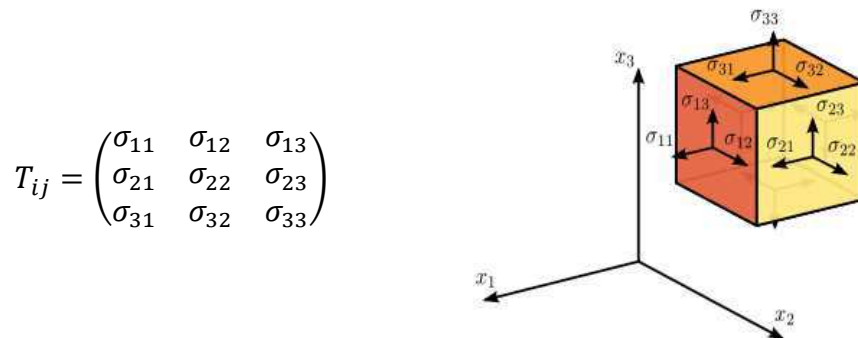
$$t_1 = \sigma_{11}n_1 + \sigma_{12}n_2 + \sigma_{13}n_3$$

$$t_2 = \sigma_{21}n_1 + \sigma_{22}n_2 + \sigma_{23}n_3$$

$$t_3 = \sigma_{31}n_1 + \sigma_{32}n_2 + \sigma_{33}n_3$$

Para um estado de carregamento e de restrições ao deslocamento do sólido, há um só valor do tensor tensão  $T_{ij}$ , associado a um ponto  $P$ . Dado um sistema cartesiano de eixos,  $T_{ij}$  é representado por uma matriz, e as componentes é uma medida de força por unidade de área, (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017). Figura 4.

Figura 4 Componentes da tensão tridimensional.



Fonte: (SANPAZ, 2017)



Substituindo as componentes da tensão em componentes normais  $\sigma_n$  e tangenciais  $\tau$  aos planos temos os seguintes componentes do vetor tensão:

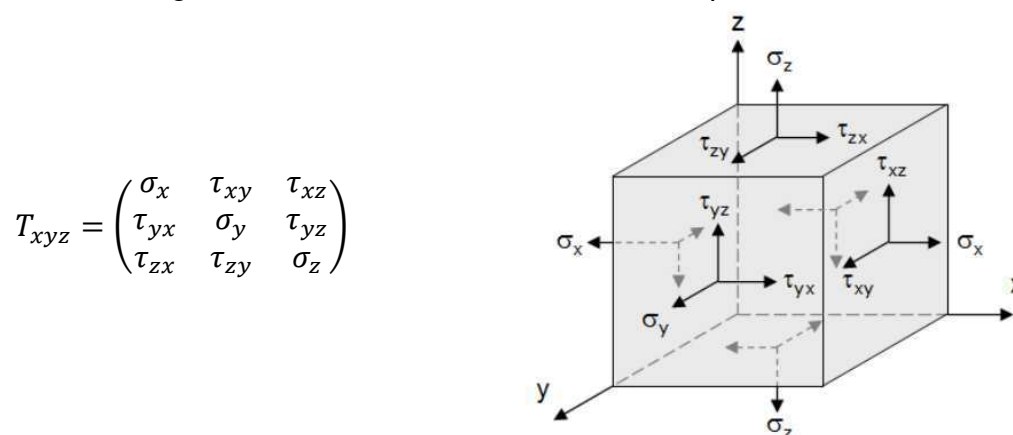
$$t_1 = \sigma_{n1}n_1 + \tau_{12}n_2 + \tau_{13}n_3$$

$$t_2 = \tau_{21}n_1 + \sigma_{n2}n_2 + \tau_{23}n_3$$

$$t_3 = \tau_{31}n_1 + \tau_{32}n_2 + \sigma_{n3}n_3$$

Aplicando os eixos das coordenadas cartesianas, como é mais empregado na análise de tensão, temos a seguinte matriz tensor tensão de Cauchy:

Figura 5 Matriz e elemento do estado tripo de tensão.



Fonte: (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017)

Para um plano qualquer, podemos encontrar a tensão normal e tangencial que atua em um ponto que pertence ao plano. Sabendo que  $\sigma_n$  é a projeção do vetor  $t$  na direção do vetor unitário  $N$  normal ao plano e  $\tau_t$  é a projeção do vetor  $t$  na direção do vetor unitário  $\rho$  tangencial ao plano. Assim temos:

$$t = \sigma_n N + \tau_t \rho$$

$$\sigma_n = N \cdot t$$

$$|t|^2 = \sigma_n^2 + \tau_t^2 \Rightarrow \tau_t = \sqrt{|t|^2 - |\sigma_n|^2}$$

O elemento que se encontra com tensões atuando nas três direções, é chamado de estado geral da tensão ou estado tripo de tensão. Onde representa os materiais que são carregados em múltiplas direções. Porém é difícil de avaliar experimentalmente, sendo comum uma simplificação como será visto mais a frente,

para descrever as tensões obtidas no ensaio de tração biaxial, (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017).

## 2.2. Tensões Principais.

Em cada ponto  $P$  arbitrário de um sólido, haverá três planos perpendiculares entre si, onde não ocorre tensões tangenciais, denominados planos principais e os vetores normais  $n$  que definem esses planos são denominados como direções principais, as três tensões normais a estes planos principais são denominadas tensões principais. Então para um dado tensor tensão haverá somente um conjunto de tensões principal.

Para um sistema de coordenadas com eixos orientados com as direções principais, temos que o tensor tensão é representada por uma matriz diagonal, onde as tensões principais são indicadas por  $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$  e os respectivos planos onde atuam são indicados por 1, 2 e 3.

$$T_{1,2,3} = \begin{pmatrix} \sigma_1 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_2 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_3 \end{pmatrix}$$

A principal característica das tensões principais é que elas são os valores extremos (máximo ou mínimo) dentre todas as tensões normais em torno do ponto onde atuam. Para demonstrar esse fato, podemos verificar o vetor tensão  $t$  num plano que tem a normal  $N$  com relação às direções principais, (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017):

$$t_n = T_{1,2,3}N ; \text{ onde } N = \begin{pmatrix} l \\ m \\ n \end{pmatrix}$$

Temos,

$$t_n = (\sigma_1 l \quad \sigma_2 m \quad \sigma_3 n)$$

Para este plano a tensão normal  $\sigma_n$  é:

$$\sigma_n = t_n \cdot N = \sigma_1 l^2 + \sigma_2 m^2 + \sigma_3 n^2$$

Como  $n$  é um vetor unitário, temos que  $l^2 = 1 - m^2 - n^2$ , substituindo na equação, temos:

$$\sigma_n = (1 - m^2 - n^2)\sigma_1 + \sigma_2 m^2 + \sigma_3 n^2$$

Para determinar os valores extremos, usa-se então:

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial m} = 0 \Rightarrow 2m(\sigma_2 - \sigma_1) = 0$$

$$\frac{\partial \sigma_n}{\partial n} = 0 \Rightarrow 2n(\sigma_3 - \sigma_1) = 0$$

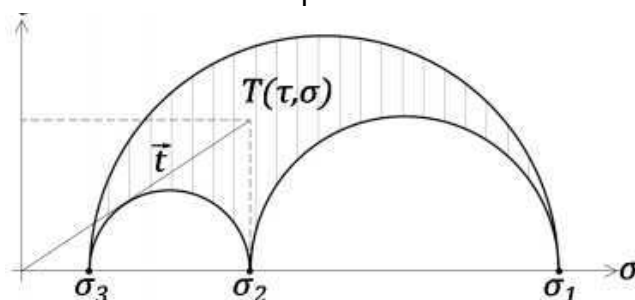
Obtendo as seguintes soluções:

$$m = 0; n = 0 \text{ e } l^2 = 1 \Rightarrow l = \pm 1$$

Então a direção principal  $l = \pm 1$  é uma direção na qual o valor de  $\sigma_n$  é um extremo, mostrando que  $\sigma_1$  é um dos valores. Eliminando  $m$  e  $n$  da equação de  $\sigma_n$ , obtemos resultados similares, demonstrando que  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  são os valores extremos das tensões normais em torno do ponto. (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017).

Freqüentemente, no estudo das tensões, o interesse está voltado para a determinação da maior e da menor tensão, pois determinar todas as componentes tem pouca aplicação prática. Então devido à sua simplicidade, o sistema de coordenadas principal é bastante útil para avaliar pontos de falha do material. As tensões principais podem então ser usadas para análise gráfica através do círculo de Mohr, verificando valores máximos para tensão normal e cisalhante, Figura 6. Também é utilizado nos critérios de falha de materiais dúcteis, como o critério de Tresca e o de Von Mises para determinar o coeficiente de segurança do material.

Figura 6 Exemplo de representação gráfica das tensões principais para um estado triplo de tensão.



Fonte: (ROCHA, 2002)

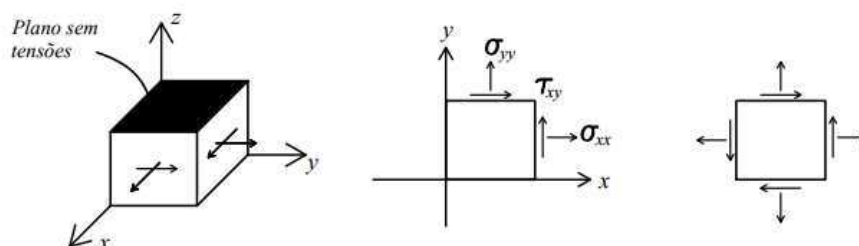
### 2.3. Estado Plano de tensão

Um material apresenta o estado plano de tensão, quando uma das tensões principais é zero. É comum a ocorrência dessa situação em elementos de análise para placas finas, onde ocorre a aplicação de forças paralela à mesma. Situação que ocorre nos ensaios de tração biaxial.

Nessa situação, por exemplo, se a tensão normal no eixo Z for nula, temos então as tensões no plano XY, com as tensões  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\tau_{xy}$ . Ocorrendo assim uma simplificação no tensor tensão, podendo este ser representado por uma matriz 2x2, com a representação na Figura 7:

$$T_{xyz} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & 0 \\ \tau_{xy} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} \\ \tau_{xy} & \sigma_y \end{pmatrix}$$

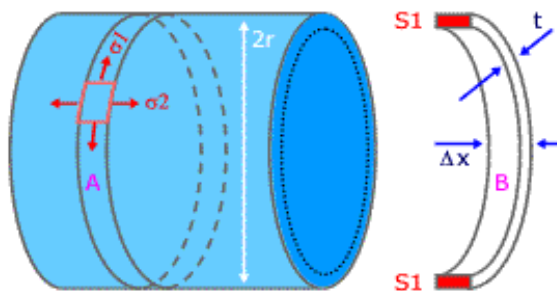
Figura 7 Representação do estado plano de tensão.



Fonte: (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017)

Em alguns casos, uma tensão principal que não é nula, pode ser desconsiderada, devido ao seu valor ser bem inferior ao valor das outras duas tensões principais, não interferindo nos resultados de análise da tensão, por exemplo, no estudo de placas ligeiramente curvadas, como em cilindros com parede fina com pressão interna, onde o elemento na parede do cilindro pode ser representado por um elemento em estado plano de tensão, com tensão de tração ao longo da circunferência e outra axial, desprezando a tensão radial. Figura 8.

Figura 8 Tubo de parede fina e Elemento em estado plano de tensão.



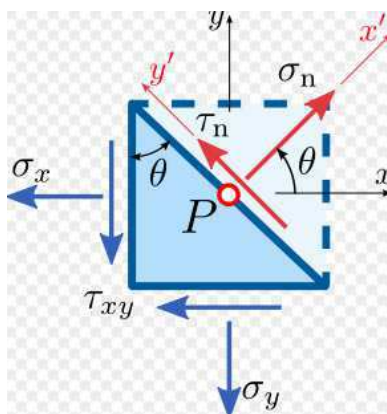
Fonte: ([www.mspsc.eng.br/matr/resmat0150.shtml](http://www.mspsc.eng.br/matr/resmat0150.shtml), 2017)

Para o plano XY onde atuam as tensões  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\tau_{xy}$ . Os valores de  $\sigma_n$  e  $\tau_n$ , tensões que atuam em um plano qualquer perpendicular ao XY e com ângulo  $\theta$  ao eixo-X, demonstrado na Figura 9, são os seguintes:

$$\sigma_n = \left( \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \right) + \left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) \cos 2\theta + \tau_{xy} \sin 2\theta$$

$$\tau_n = - \left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right) \sin 2\theta + \tau_{xy} \cos 2\theta$$

Figura 9 Elemento em estado plano de tensão.



Fonte: (SANPAZ, 2017)

As tensões principais para o estado plano de tensão podem então ser expressas pelas equações, onde  $\sigma_2 = 0$  e  $\sigma_1 > \sigma_3$ :

$$\sigma_{1,3} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Onde nessa expressão, a raiz quadrada representa a tensão cisalhante, logo temos a tensão máxima e mínima:

$$\tau_{max}, \tau_{min} = \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

## 2.4. Critério de falha para materiais dúcteis

A falha estrutural refere-se à perda da capacidade de suportar carga de uma estrutura ou componente. Esta se inicia quando o material atinge seu limite de resistência, causando sua separação em duas ou mais partes. A falha em um material é comumente classificada como sendo frágil ou dúctil, podendo ocorrer um tipo ou outro de falha, ou ambos, de acordo com o tipo de material, o estado de tensão, histórico de carregamento e temperatura. (MORALES, 2013).

Os cálculos para a obtenção das tensões atuantes nos materiais, como demonstrados anteriormente, são de extrema importância para os projetos de engenharia, na prevenção de falhas nos materiais aplicados nestes projetos, impondo limites de tensão que asseguram o funcionamento do projeto.

Para materiais que falham com pouca ou nenhuma deformação, a ruptura ocorre por fratura ou ruptura frágil. Já os materiais dúcteis apresentam uma considerável deformação antes da falha, através do escoamento do material.

Deve-se salientar, também, que heterogeneidades e falhas iniciais podem fazer com que o material comporte-se de forma frágil ou dúctil, segundo o estado de tensão atuante. Assim, a capacidade de resistência dos materiais é o resultado de uma combinação de efeitos, o que torna árdua a tarefa de formular matematicamente a previsão dos estados limites em situações mais complexas de solicitação. No entanto, identificar estados de solicitação que possam exceder a capacidade de resistência dos materiais é uma tarefa de grande importância para a realização de projetos seguros. (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017).

Assim, foram desenvolvidos vários métodos e critérios de avaliação de falha em materiais que sofrem carregamentos diversos, com surgimento de estados triplôs ou planos de tensão. Para este trabalho, serão apresentadas as teorias de falha para materiais dúcteis, os dois principais critérios são o de Tresca e o de Von Mises.

### 2.4.1. Teoria da tensão máxima de cisalhamento (Critério de Tresca)

Esse critério se baseia no ponto de início do escoamento do material no ensaio de tração uniaxial, quando supera o limite elástico e o material sofre deformação permanente. O escoamento das camadas cristalinas do material é causado pela tensão de cisalhamento máxima, que no ensaio de tração ocorre a  $45^\circ$  do eixo de carregamento.

Assim, Tresca formulou a teoria da tensão máxima de cisalhamento, onde o material sofre o escoamento quando a tensão cisalhante máxima atinge o valor da tensão cisalhante de escoamento do material, verificado no ensaio de tração uniaxial. Assim temos:

$$\tau_{max} \leq \tau_{esc}$$

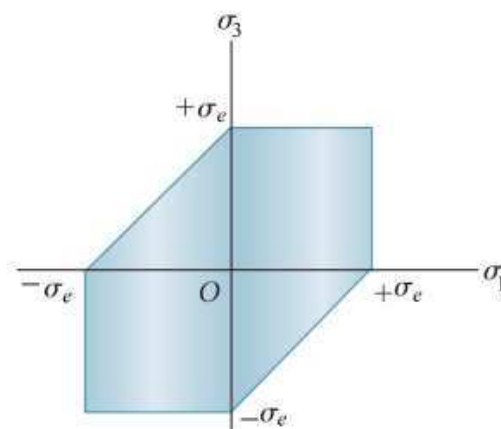
A tensão máxima de cisalhamento ocorre na maior diferença entre as tensões principais, portanto pode ser calculado para o estado plano de tensão e o ensaio de tração uniaxial, temos então:

$$\frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2} \leq \frac{\sigma_{esc}}{2}$$

$$|\sigma_1 - \sigma_3| \leq \sigma_{esc}$$

Onde  $\sigma_{esc}$  é a tensão de escoamento no ensaio de tração uniaxial e  $\sigma_1$  e  $\sigma_3$  tensões principais para estado plano, quando  $\sigma_2 = 0$ . Então, quando a expressão é satisfeita, o material está em condições de segurança. A partir da expressão, podemos representar graficamente com as tensões principais como sistema de coordenadas e a  $\sigma_{esc}$  como ponto máximo. Representado na Figura 10.

Figura 10 Representação gráfica do critério de Tresca para estado plano.



A área interna do polígono hexagonal representa a região de condição de segurança, onde os valores das tensões que se encontra dentro dessa região não apresentaram falha no material. Já tensões fora da região representam um estado impossível, pois o material apresentará falha estrutural.

Aplicando o critério de Tresca para as tensões normais arbitrárias para o estado plano de tensão, temos os valores das tensões principais  $\sigma_1$  e  $\sigma_3$ :

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2}$$

$$\sigma_3 = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}}{2}$$

Então:

$$|\sigma_1 - \sigma_3| = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}$$

Para o estado plano de tensão, o critério de Tresca é:

$$\sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2} \leq \sigma_{esc}$$

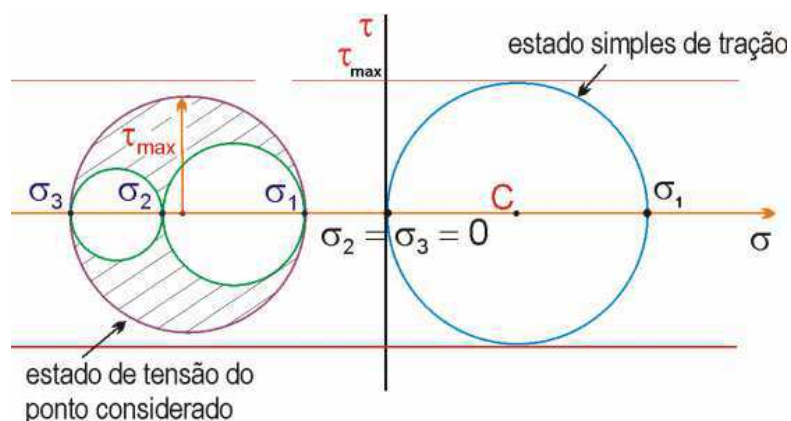
Para o estado de tensão uniaxial,  $\sigma_y = 0$ , o critério é:

$$\sqrt{\sigma_n^2 + 4\tau_c^2} \leq \sigma_{esc}$$

Outra maneira de representar o critério de Tresca é a partir do Circulo de Mohr, onde o circulo com os dados do ensaio de tração representará o limite superior e inferior da tensão de cisalhamento. Na Figura 11, representa o circulo de Mohr para um estado triplo de tensão e os limites de tensão de cisalhamento máximo e mínimo.



Figura 11 Circulo de Mohr para o Critério de Tresca.



Fonte: ([www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores](http://www.damec.ct.utfpr.edu.br/motores), 2017)

#### 2.4.2. Teoria da máxima energia de distorção (critério de falha de Von Mises)

O critério de Von Mises leva em consideração os conceitos de energia de distorção de um elemento, que também pode ser interpretado como a energia necessária para que ocorra mudança de forma em um elemento. O critério informa que iniciará o escoamento no elemento estudado quando a energia de distorção no ponto crítico do elemento atingir o mesmo valor da energia de distorção do corpo de prova de ensaio de tração no momento do seu escoamento.

A energia de deformação total é dado pela área sob a curva tensão x deformação para materiais de comportamento elástico linear, assim temos:

$$u = \frac{\sigma_{ij} e_{ij}}{2}$$

Utilizando as tensões principais para o estado triplo de tensão, temos:

$$u = \frac{\sigma_1 e_1}{2} + \frac{\sigma_2 e_2}{2} + \frac{\sigma_3 e_3}{2}$$

Aplicando a lei de Hooke generalizada, a energia de deformação total assume a forma:

$$u = \frac{1}{2E} [(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)]$$

Em ensaios experimentais, verificou que materiais não atingiam o escoamento quando se encontrava com as tensões normais idênticas em todas as

faces do elemento, conhecido como estado hidrostático de tensão, onde a tensão média é dado por:

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3}$$

Logo, a energia de deformação nesse estado hidrostático pode ser desconsiderada para a caracterização da falha. Assim, efetua-se a subtração da  $\sigma_{med}$  de cada tensão principal na energia de deformação. Obtendo a energia de distorção por unidade de volume:

$$u_{dis} = \frac{1 + \nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2]$$

Para o critério, a energia de distorção avaliada deve ser igual à encontrada no corpo de prova de ensaio uniaxial no momento do escoamento, temos  $\sigma_e = \sigma_1$  e as outras tensões principais nulas.  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ . Substituindo na energia de distorção geral, temos:

$$u_{dis}^{uni} = \frac{1 + \nu}{3E} \sigma_e^2$$

A condição de falha é  $u_{dis} \leq u_{dis}^{uni}$ , assim temos:

$$\frac{1 + \nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \leq \frac{1 + \nu}{3E} \sigma_e^2$$

Simplificando os termos, temos a expressão geral do critério de falha de Von Mises:

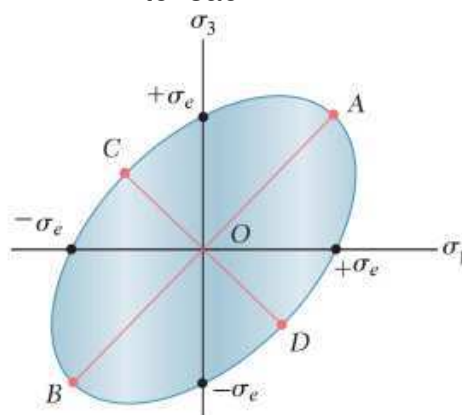
$$(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 \leq 2\sigma_e^2$$

Aplicando o critério ao estado plano de tensão, onde  $\sigma_2 = 0$ , temos:

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2 = \sigma_e^2$$

O critério de Von Mises pode ser representado por um gráfico com o sistema de coordenadas sendo as tensões principais, como no critério de Tresca, porém no caso de Von Mises, a região adquire um formato de uma elipse, apresentado na Figura 12. Onde a região interna à elipse representa o domínio de segurança e a região externa indica as tensões onde ocorrerá a falha do material.

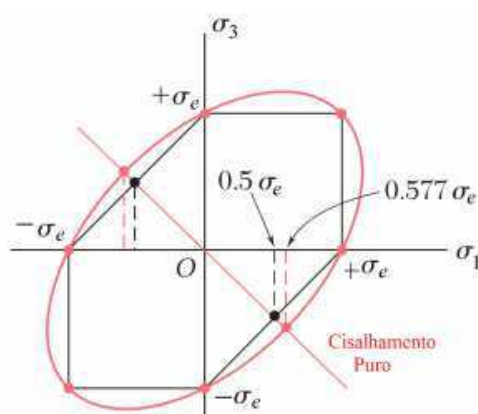
Figura 12 Representação gráfica do critério de Von Mises para estado plano de tensão.



Fonte: (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017)

Comparando os critérios de Tresca e Von Mises no estado plano de tensão, Figura 13, pode-se verificar que o critério de Tresca é mais conservador, uma vez que a área traçada dentro dos limites estipulados pela sua equação é menor do que a área estipulada pela equação de Von Mises. No exemplo na Figura 13, para a tensão de escoamento no cisalhamento puro (ensaio de torção), a diferença no limite de cada critério chega a ser de 15% a mais para Von Mises. Porém, nas situações onde uma das tensões é nula ou quando as duas tensões tem o mesmo valor, os critérios se sobrepõem.

Figura 13 Comparação entre o critério de Tresca e Von Mises.

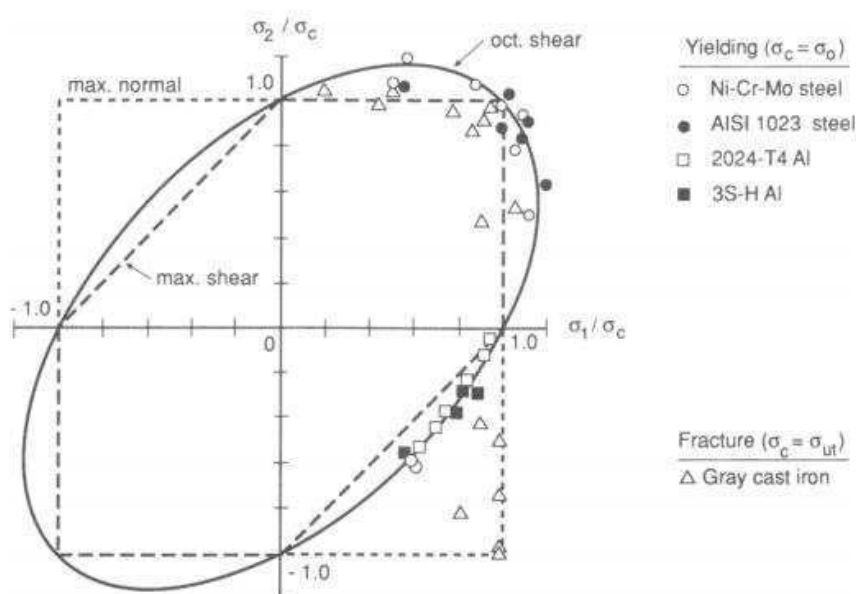


Fonte: (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017).

Em comparação aos resultados experimentais, verificou que o critério de Von Mises apresenta melhor previsão de falha do que o critério de Tresca, Figura

14. Esse resultado de Von Mises advém da análise da energia de deformação na sua teoria, onde Tresca utilizou somente o valor da Tensão de escoamento.

Figura 14 Comparação dos resultados de ensaio de tração com materiais frágeis e dúcteis com os critérios de falha.



Fonte: (TOLEDO; BASTOS; CURY, 2017)

Em relação aos ensaios de tração biaxial realizado por diversos pesquisadores que podem ser encontrados na literatura e que serão demonstrados nos próximos pontos, o critério de Von Mises é o mais utilizado para a avaliação de falha do corpo de prova. Como o ensaio é de tração, a comparação com o critério de Von Mises pode ser simplificado ao quadrante onde as duas tensões são positivas.

### 3. ENSAIO DE TRAÇÃO BIAxIAL

#### 3.1. O ensaio de tração

A tração consiste na aplicação de um esforço no componente em uma direção, com a tendência de alongamento. Esse esforço produz uma força interna de reação no material, essa força distribuída em uma determinada área do corpo, é chamada de tensão, que pode ser calculada utilizando o teorema de Cauchy como demonstrado no tópico anterior. Com o conhecimento da força aplicada, é possível

avaliar a resistência do corpo a essa determinada força, analisando suas tensões internas, a tensão normal ( $\sigma$ ) e a tensão cisalhante ( $\tau$ ).

A aplicação de uma força num corpo sólido, com a tendência de alongá-lo promoverá uma deformação na direção do esforço, logo, o ensaio de tração consiste em submeter um material a um esforço controlado, com o intuito de produzir tensão normal de tração, utilizando corpo de prova com dimensões padronizadas. A facilidade de execução e a reprodutibilidade dos resultados, tornam o ensaio de tração o mais utilizado dentre os ensaios mecânicos. (SOUZA, 1982).

Com este ensaio, as deformações promovidas no corpo de prova, podem ser medidas através de um extensômetro, a carga aplicada através da própria máquina que realiza o ensaio. Considerando que a deformação é uniforme em todo o corpo de prova, toda a força é convertida em tensão de tração e com a área da seção transversal definida, é possível obter a variação da tensão e com isso a resistência do material na realização do ensaio, através da curva tensão-deformação.

O ensaio de tração é utilizado para quase todos os metais, além de polímeros e materiais compósitos. Varias normas abordam este ensaio, como a NBR 6152, utilizada para materiais metálicos a temperatura ambiente, ou a ASTM D638 para materiais poliméricos. Com a possibilidade de análise de várias propriedades do material, como: análise de rigidez, o limite de elasticidade, limite de escoamento, resiliência, módulo de elasticidade, dentre outras propriedades.

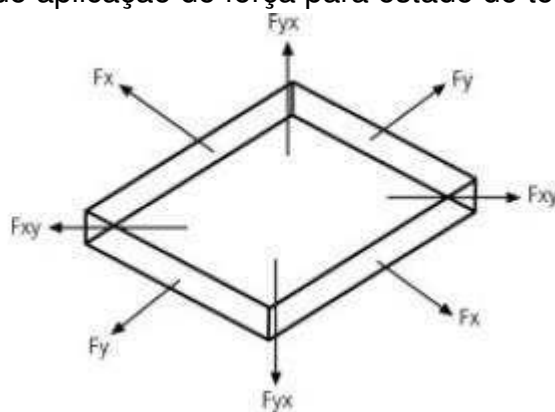
Porém, notou-se que o ensaio de tração tem limitações em avaliação de alguns tipos de materiais e alguns componentes. Material anisotrópico, como relatado anteriormente, tem respostas diferentes, dependendo do sentido de carregamento, logo, o ensaio unidirecional não poderá prever o comportamento deste material. Além de componentes de máquinas ou estruturas, que são carregados em mais de uma direção, podendo resultar em um comportamento que apresentará falha, diferente da prevista em projeto utilizando os dados gerados em ensaio de tração unidirecional.

#### **4. Desenvolvimento de conjunto para Tração Biaxial**

A aplicação do ensaio de tração biaxial visa avaliar o estado plano de tensão nos materiais, se aproximando da real utilização do componente. Com a aplicação

de forças no elemento, conforme a Figura 15 é possível ocasionar o surgimento de tensões biaxiais e assim analisar os componentes de tensão normal e cisalhante, e as suas interações.

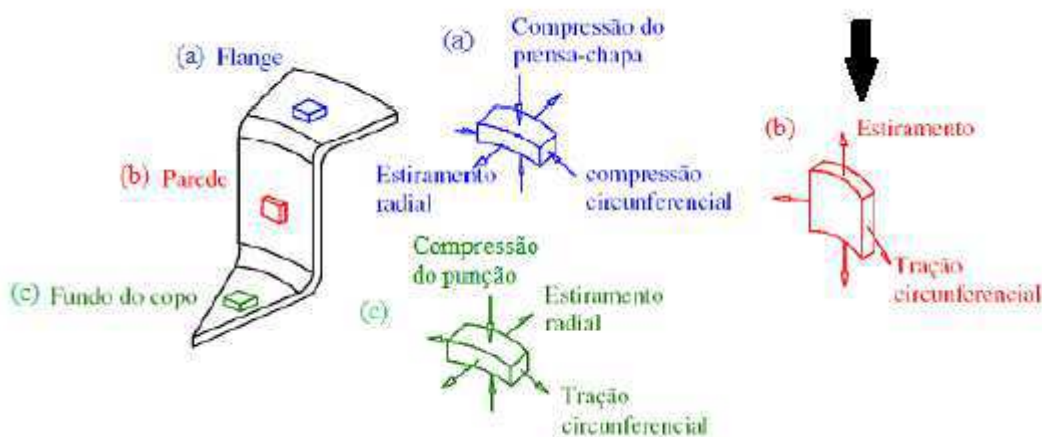
Figura 15 Sentido de aplicação de força para estado de tensão plano.



Fonte: (ROHR; HARWICK; NAHME, 2005)

Uma demonstração do estado plano de tensão é apresentada na Figura 16, onde uma chapa que passa pelo processo de embutimento, a deformação em parte da peça e ocasionada pela tensão biaxial.

Figura 16 Estado plano de tensão atuante no embutimento.



Fonte: (TIGRINHO, 2011)

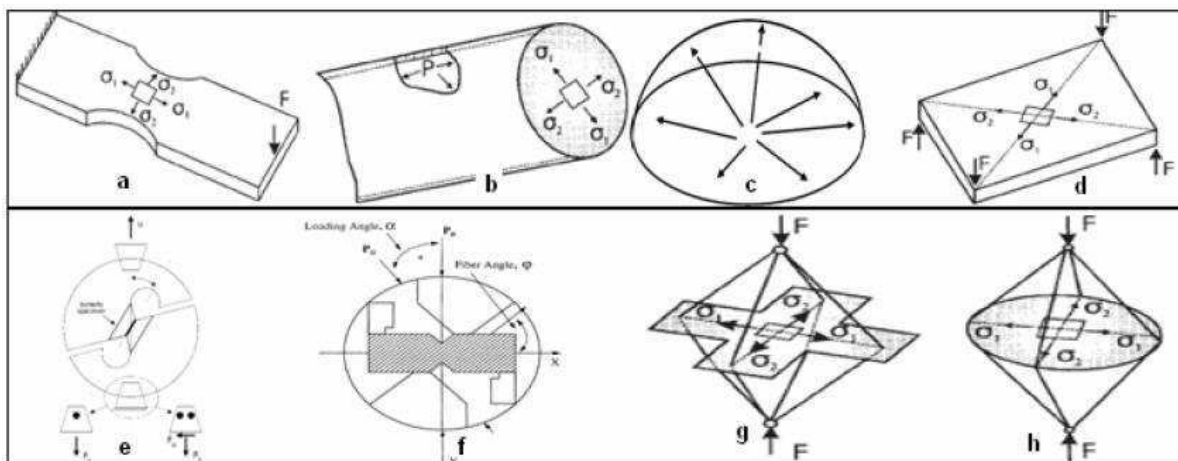
O ensaio biaxial é necessário para quantificar e esclarecer os critérios de rendimento e as equações constitutivas de um determinado material (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998). Principalmente quando o material se comporta de maneira anisotrópica e homogênea. Lembrando que um material homogêneo possui as mesmas propriedades físicas e mecânicas em todo o seu volume, e um material isotrópico possui essas mesmas propriedades em todas as direções.

Diferentes técnicas experimentais e corpos de prova foram usados para produzir estados de tensão biaxial. Estas técnicas podem ser classificadas em duas categorias:

- Ensaios utilizando um único sistema de carga.
- Ensaios usando dois ou mais sistemas de carregamento independentes.

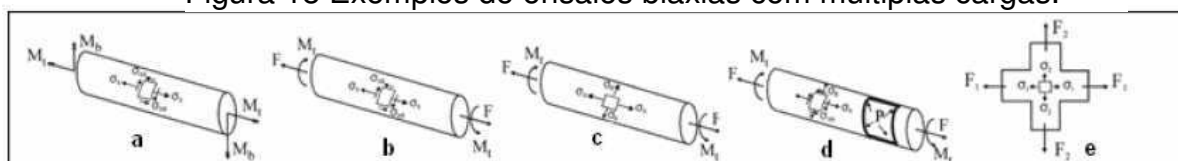
Na primeira categoria, a relação de tensões biaxiais depende da geometria do corpo de prova ou da configuração do dispositivo de carga, enquanto na segunda categoria é especificada pela magnitude da carga aplicada. (MAKRIS *et al.*, 2007). Alguns exemplos de ensaios biaxiais estão na Figura 17 e Figura 18.

Figura 17 Exemplos de ensaios biaxiais com um sistema de carga.



Fonte: (MAKRIS *et al.*, 2007).

Figura 18 Exemplos de ensaios biaxiais com múltiplas cargas.



Fonte: (MAKRIS *et al.*, 2007)

Na Figura 17 é possível observar vários tipos de configuração de corpos de prova, pois o estado plano de tensão dependerá do dispositivo e principalmente da geometria do espécime, devido ao único ponto de aplicação da carga.

Com relação aos tipos de máquinas que realizam os ensaios multiaxiais, conforme exposto por Hannon e Tiernan (2008), onde fizeram uma revisão de ensaios biaxiais, e propuseram a classificação em dois grupos principais:

- Máquinas autônomas de teste biaxial;
- Mecanismos de ligação para testes biaxiais.

#### **4.1. Máquina autônoma de ensaio biaxial**

Máquinas desenvolvidas para realizarem o ensaio multiaxial, dependendo do tipo de ensaio e do corpo de prova escolhido, terão formatos e sistemas de aplicação de força diferentes, podendo ser no plano, com dois ou quatro atuadores hidráulicos ou por fuso e utilizando corpo de prova em formato de cruz como informado na seção anterior, ou máquinas para atuarem com corpos de prova em formato de tubo, que podem aplicar torção e tração em conjunto com pressão interna (com injeção de fluido) no tubo, entre outras variações.

Vários tipos de máquinas foram desenvolvidos e podem ser pesquisadas na literatura. Serão analisadas nesse trabalho as principais máquinas desenvolvidas. Demonstrado a construção de cada máquina a partir dos dados encontrados na literatura.

##### **4.1.1. Protótipo de máquina de ensaio de tração biaxial usando amostra de placa apresentado por Shiratori e Ikegami em 1967**

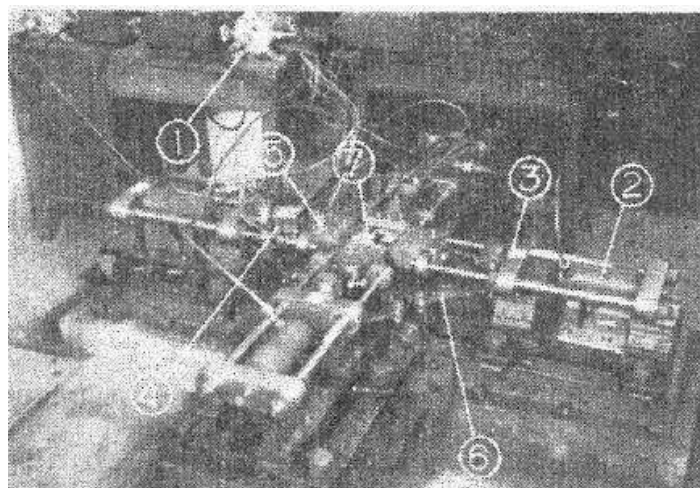
A primeira máquina analisada é a desenvolvida pelos pesquisadores no trabalho apresentado no Instituto de Tecnologia de Tokyo . Foi um dos primeiros trabalhos a projetar e construir uma máquina para realizar o ensaio experimental de tração biaxial.

Inicialmente foi escolhido o corpo de prova em formato de cruz, e projetado uma máquina com quatro atuadores hidráulicos para cada “braço” da amostra. Cada atuador com capacidade de 5 t e com curso de 100 mm. Montados formando dois eixos perpendiculares, na posição horizontal ao solo. Todo o sistema é acionado por uma única bomba, para uniformizar as pressões em cada atuador e assim garantir o deslocamento idêntico. Em cada atuador foi montada uma célula de carga entre o atuador e a garra para a fixação do corpo de prova. Toda a configuração foi apresentada pelos autores na Figura 19. A configuração do dispositivo pode ser vista também na Figura 20, onde é apresentado o mecanismo pantográfico.



Durante o desenvolvimento do projeto, os pesquisadores verificaram a necessidade de garantir, durante a realização do ensaio, não haver deslocamento do corpo de prova. Logo, desenvolveram um mecanismo pantográfico, com barras e pinos, para garantir o deslocamento equidistante em cada eixo. Demonstrado a montagem da máquina na Figura 20.

Figura 19 Máquina desenvolvida por Shiratori e Ikegami.



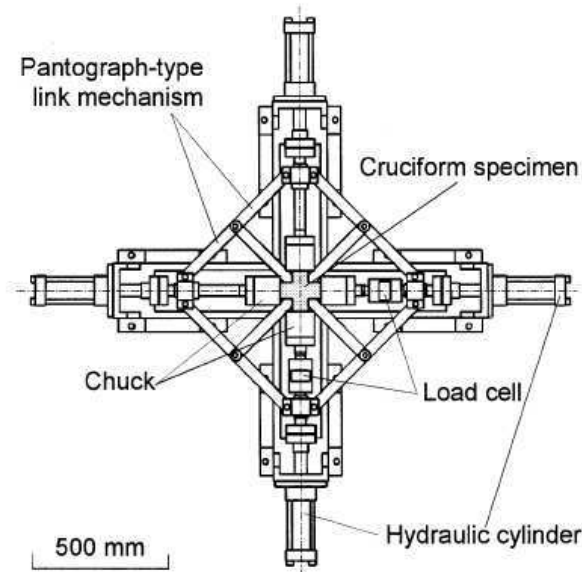
- |                     |                                |
|---------------------|--------------------------------|
| ① Oil pressure pump | ⑤ Check                        |
| ② Oil pressure jack | ⑥ Equal displacement mechanism |
| ③ Cross head        | ⑦ Specimen                     |
| ④ Load cell         |                                |

Fonte: (SHIRATORI; IKEGAMI, 1967)

Conforme demonstrado na Figura 19, segue a descrição dos itens:

- 1 - Bomba de pressão de óleo.
- 2 - Cilindro hidráulico (atuador).
- 3 - Peça de conexão do cilindro com a célula de carga.
- 4 - Célula de carga.
- 5 - Peça de montagem da amostra.
- 6 - Mecanismo de centralização da amostra.
- 7 - Corpo de prova.

Figura 20 Máquina experimental para ensaio de tração biaxial.



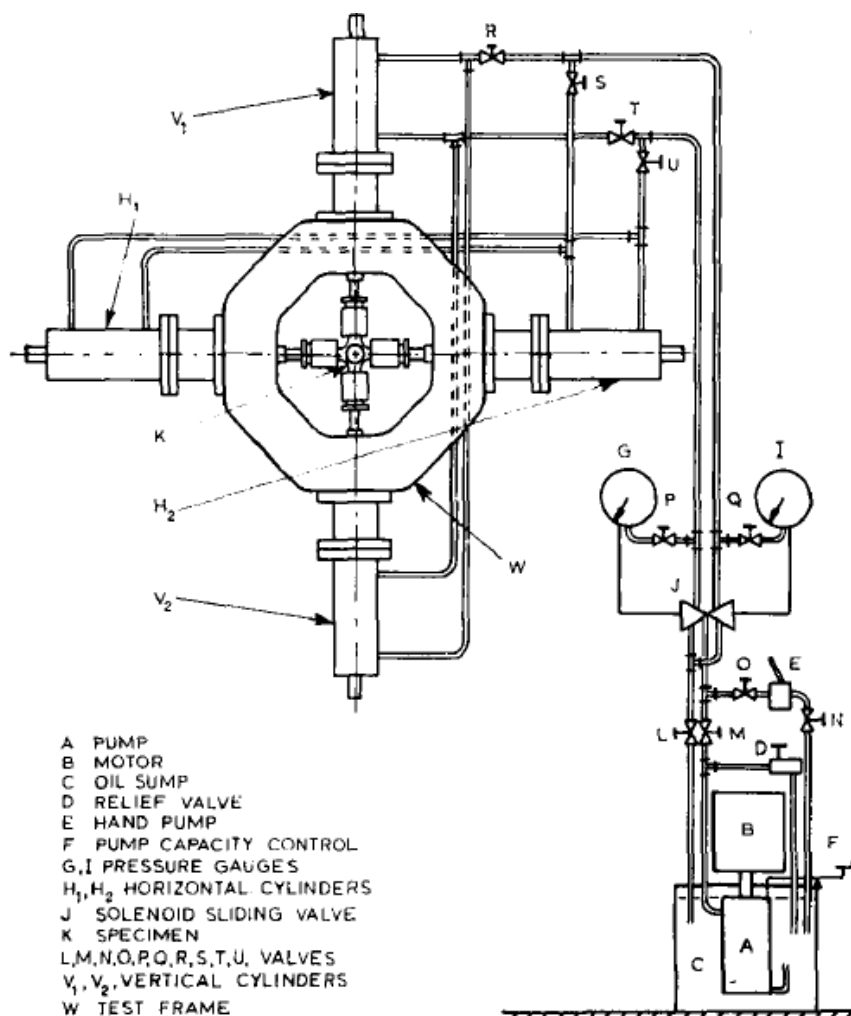
Fonte: (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998)

#### 4.1.2. Máquina desenvolvida por Pascoe e Villiers para ensaio de fadiga em aço em 1967

Neste trabalho, Pascoe e Villiers apresentam o trabalho desenvolvido na Universidade de Cambridge e Universidade de Stellenbosch, onde projetam uma máquina, que apesar de utilizar quatro cilindros hidráulicos, como na máquina apresentada na seção 4.1.1, foram montados em um suporte diferente, no formato ortogonal e na posição vertical, mais disposto também em dois eixos perpendiculares, conforme demonstrado na Figura 21.

O sistema hidráulico é a principal diferença para a máquina apresentada na seção 4.1.1, sendo mais sofisticado, com o funcionamento com base no controle do fluxo de óleo. A capacidade declarada da máquina é de 19 t. O princípio de funcionamento do sistema é através de medidores de pressão, que controlam a válvula de acionamento de cada cilindro, controlando assim a carga aplicada em cada cilindro. Com esse sistema é possível ter cargas diferentes em cada eixo. Todo o sistema é descrito no diagrama da Figura 21.

Figura 21 Máquina desenvolvida por Pascoe e Villiers



Fonte: (PASCOE; VILLIERS, 1967)

Conforme demonstrado na Figura 21, Segue a descrição dos itens:

- A. Bomba Hidráulica de vazão variável.
- B. Motor elétrico.
- C. Reservatório de óleo.
- D. Válvula para alívio de sobrecarga.
- E. Bomba Manual.
- F. Controle de vazão da bomba.
- G. Manômetro.
- H. Cilindros horizontais.
- I. Manômetro.
- J. Válvula acionada por solenoide.

- K. Corpo de prova.
- L. → U. Válvulas de fechamento.
- V. Cilindros verticais.
- W. Estrutura da máquina de ensaio.

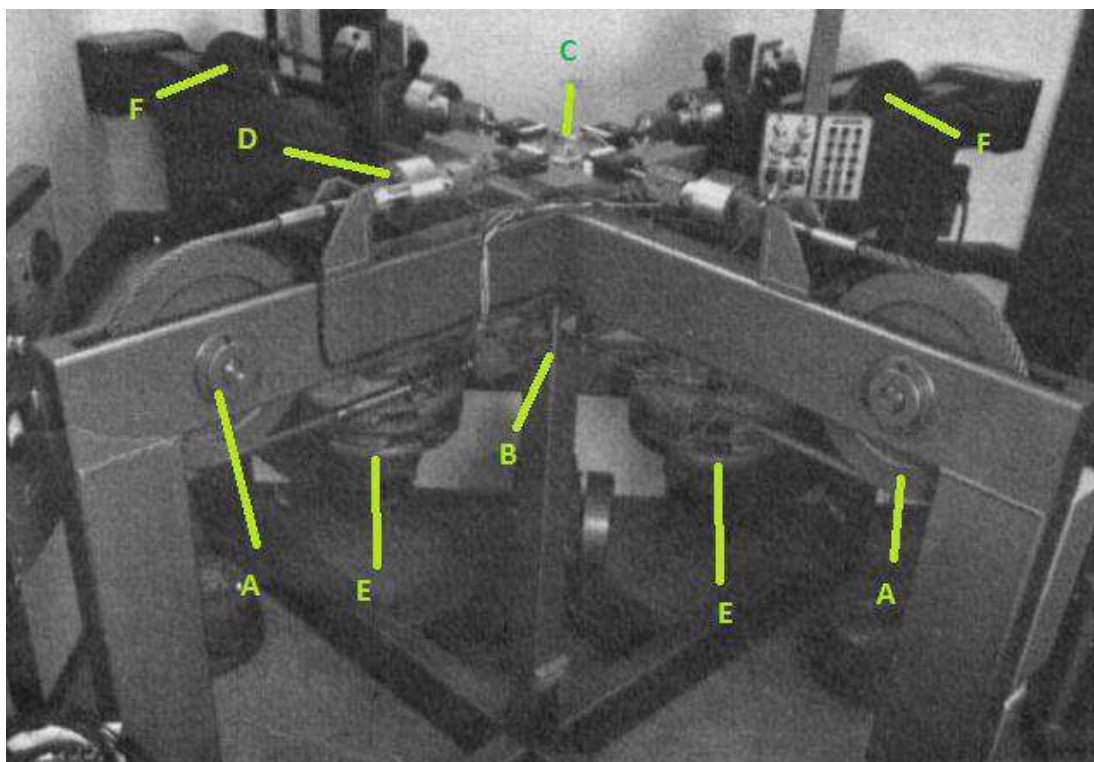
O autor do trabalho não utilizou equipamento para garantir que o centro da amostra não se movimenta, e não fez observação sobre esse aspecto nos resultados.

#### **4.1.3. Máquina de ensaio de tração biaxial utilizando peso morto, desenvolvida por Hayhurst 1973**

Outro tipo de máquina para realizar o ensaio de tração biaxial em corpo de prova plano, foi desenvolvido por Hayhurst na Universidade de Leicester, com base na adição de carga de forma manual, utilizando a configuração de peso morto para aplicar carregamento no corpo de prova.

A máquina foi projetada com duas polias fixas e duas moveis. Cada polia servia para ligar um cabo de aço a cada extremidade do corpo de prova, que realizavam a tração. Tomando um eixo do corpo de prova, temos um cabo ligado à estrutura da máquina (B) e passando pela polia fixa (A) até uma extremidade do corpo de prova (D), na extremidade oposta estava ligado o cabo que passa pela polia móvel (F) até sua conexão na estrutura da máquina (B), conforme pode ser visualizado na Figura 22. Ligado à polia móvel estava um sistema de alavanca que continha o suporte de adição de peso. Com a adição de carga na extremidade da alavanca (W) ocorria a tração do cabo de aço através do deslocamento da polia. Sistema apresentado na Figura 23.

Figura 22 Máquina Desenvolvida por Hayhurst.



Fonte: (HAYHURST, 1973)

Segue a descrição dos itens marcados:

A – Polia fixa.

B – Suporte central de ancoramento dos cabos de aço.

C – Corpo de prova.

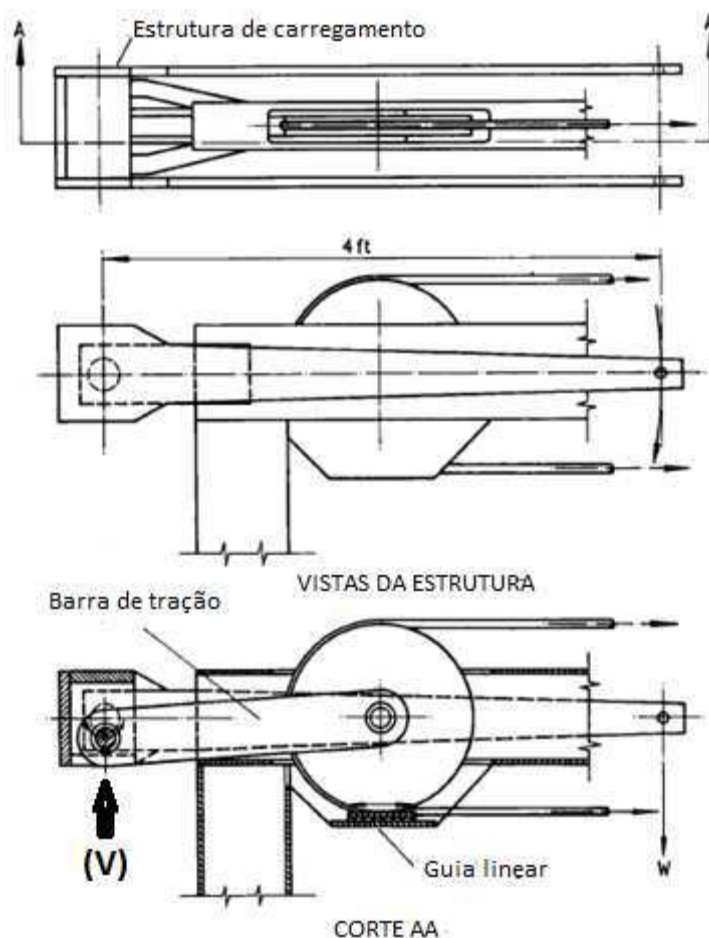
D – Célula de carga.

E – Suporte de adição de carga.

F – Polia móvel.

A Figura 23 demonstra o movimento da polia a partir da aplicação da carga na extremidade da alavanca (W), que movimentada um eixo excêntrico apresentado pela seta (V) no corte A-A, ocasionando o deslocamento da polia e a tração no cabo de aço. Essa carga é medida no corpo de prova através das células de carga montadas antes da garra que segura o corpo de prova.

Figura 23 Sistema de polia para aplicação de carga.



Fonte: Adaptado (HAYHURST, 1973)

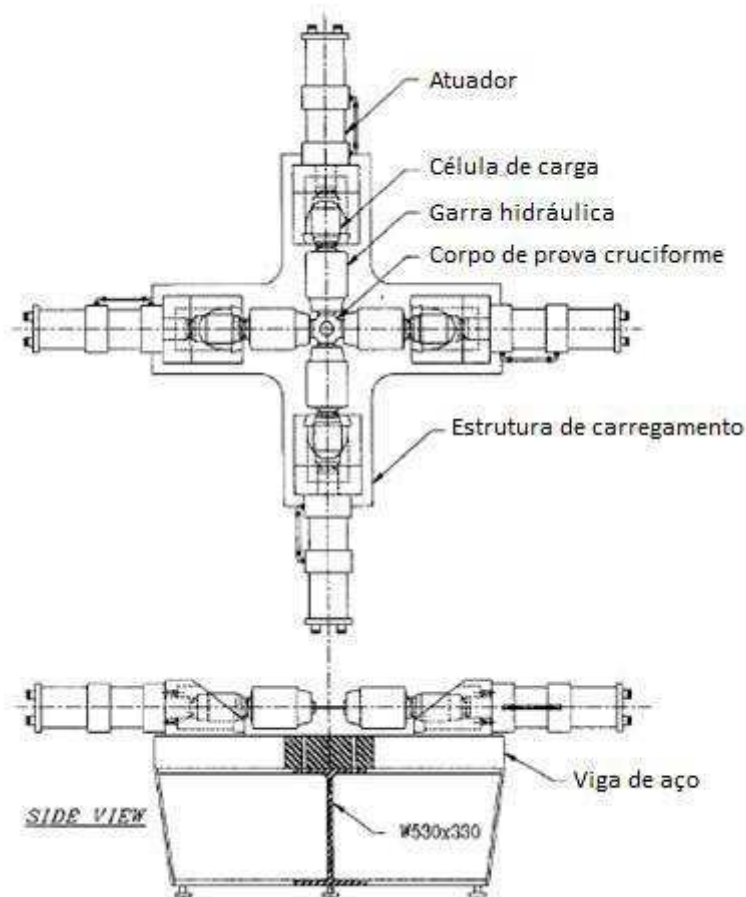
Uma grande desvantagem desse tipo de máquina é uma aplicação limitada a ensaio de carregamento estático ou quase estático. Não sendo possível carregamento dinâmico, onde a carga varia constantemente durante um curto espaço de tempo, devido a aplicação da carga ser manual.

#### 4.1.4. Máquina desenvolvida para ensaio biaxial em amostra cruciforme por Makinde, Thibodeau e Neale 1992

O trabalho realizado pelos pesquisadores iniciou com proposta de uma máquina que atenda a vários requisitos de estabilidade dimensional e rigidez estrutural. Partindo da máquina apresentada por Pascoe, com estrutura octogonal, foi detectado que para atender os requisitos iniciais com a aplicação de atuadores de 250 kN, a estrutura ficaria com dimensões acima do esperado e com custo elevado de fabricação. Logo, desenvolveu o equipamento montado em uma mesa em formato de “X”, fabricada em aço, com o plano de trabalho na horizontal, esquema parecido com o utilizado por Ikegami, apresentada na seção 4.1.1.

Depois de realizados testes com capacidade máxima dos atuadores, foi verificada uma deformação na estrutura de até 0,1 mm, ficando dentro da deformação máxima estabelecida no projeto pelos autores. A Figura 24 demonstra a máquina montada e seus principais componentes.

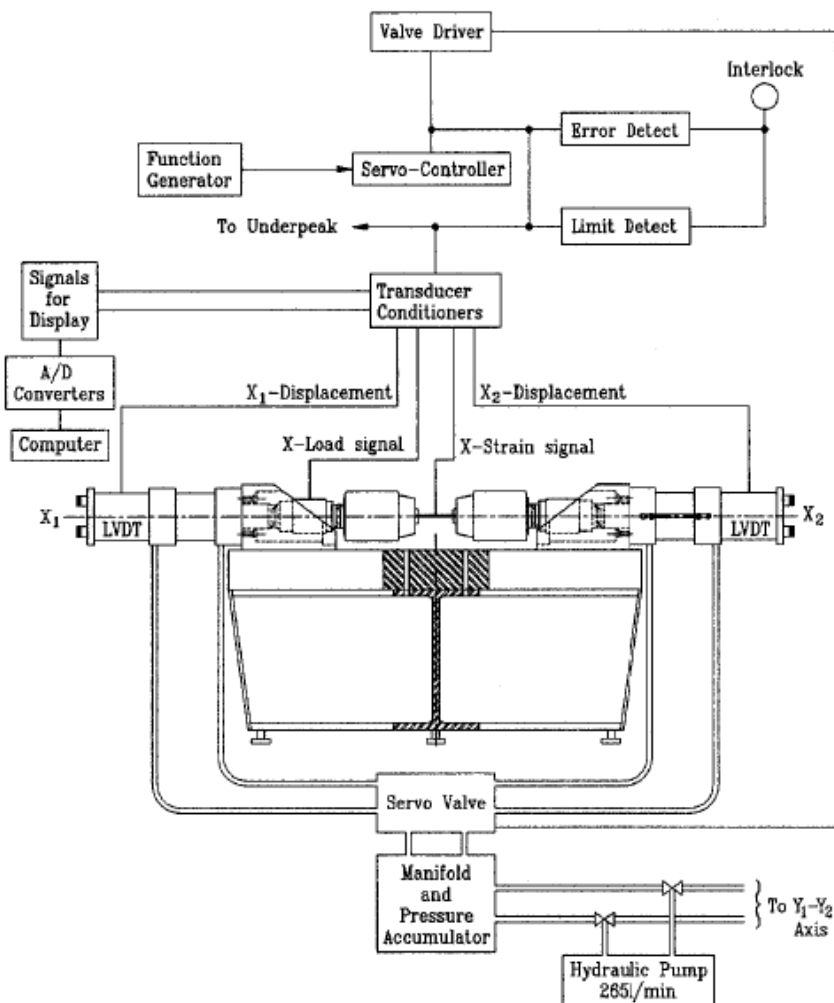
Figura 24 Máquina apresentada por Makinde, Thibodeau e Neale.



Fonte: Adaptado (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

Na montagem da tubulação hidráulica, foi utilizada uma mesma linha da tubulação, para acionar os atuadores montados no mesmo eixo, para garantir uma aplicação de força igual e evitar o deslocamento do centro da amostra. Células de carga foram montadas em cada direção de carregamento. A grande diferença para trabalhos anteriores foi a utilização de garras hidráulicas para fixação do corpo de prova, garantindo uma excelente fixação, independente do material utilizado e sem a necessidade de fazer furos na amostra. O esquema hidráulico e de controle foi apresentado no diagrama da Figura 25.

Figura 25 Esquema hidráulico e de controle da máquina.



Fonte: (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

Toda a aquisição de dados dos servo-controladores e células de cargas é efetuada através de um computador, através de um conversor analógico/digital de 14 bits, um recurso avançado para a época. Montagem final do equipamento é mostrada na Figura 26.



Figura 26 Imagem da máquina de ensaio.

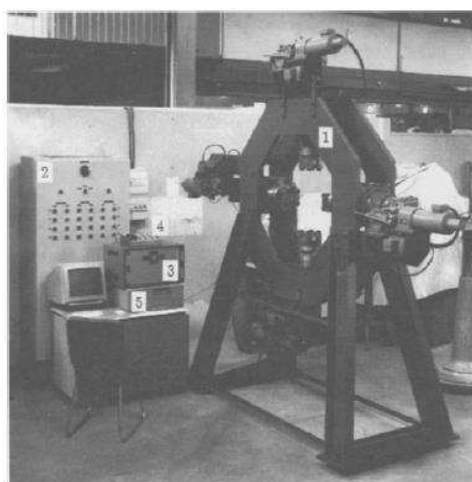


Fonte: (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

#### **4.1.5 Máquina para ensaio biaxial em materiais anisotrópicos desenvolvida por Boehler, Demmerle e Koss 1994**

Outro tipo de máquina foi desenvolvida pelos pesquisadores Boehler, Demmerler e Koss. Com uma estrutura octogonal montado na vertical, parecido com a estrutura apresentada na seção 4.1.2 do pesquisador Pascoe. A grande diferença desse projeto apresentado por Boehler é a escolha de atuadores eletromecânicos como solução de aplicação de carga no corpo de prova. Esta escolha foi feita com base no baixo custo envolvido em comparação a sistemas eletro-hidráulicos, além de possibilitar o ensaio com carregamento quase estático de tração e compressão.

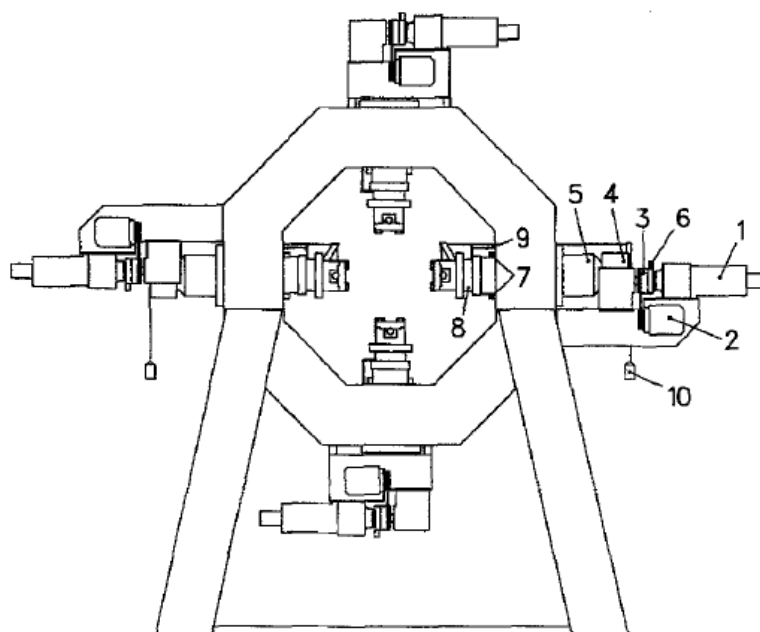
Figura 27 Imagem da máquina e aparelhos de controle



Fonte: (BOEHLER; DEMMERLE; KOSS, 1994)

Os atuadores utilizam fuso acionado por motor elétrico. Podem variar a velocidade de aplicação de força entre 0,003 e 0,3 mm/min. A máquina, apresentada nas Figuras 27 e 28, consiste em quatro atuadores, apoiados rigidamente em uma estrutura octogonal. Em cada direção, a carga máxima é de cerca de 100 KN de tração e compressão. A área de trabalho central de 900 mm<sup>2</sup> que permite testes em corpo de prova com um tamanho de até 500 mm. A instalação vertical da armação octogonal garante uma excelente acessibilidade de ambos os lados para da área de trabalho, facilitando a montagem, bem como a observação ao longo do ensaio, para análise do campo de tensão. Além disso, à medida que o plano da amostra coincide com o plano de simetria da estrutura, esta não é submetido a altos momentos de flexão causando deflexões que, por sua vez, conduzem a uma flexão no plano da amostra.

Figura 28 Apresentação dos principais componentes.



Fonte: (BOEHLER; DEMMERLE; KOSS, 1994)

Na Figura 28, contem a indicação das principais partes da máquina, que será descrita a seguir:

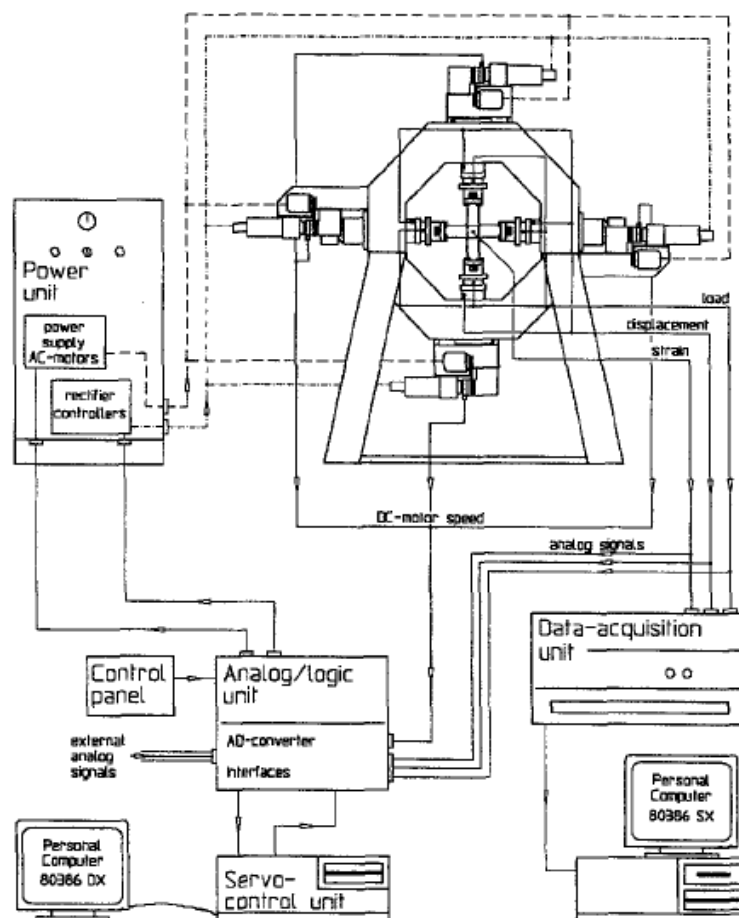
- 1 – Motor DC de velocidade variável;
- 2 – Motor AC.
- 3 – Acoplamento manual.
- 4 – Caixa de engrenagem para redução.

- 5 – Atuador;
- 6 - Decodificadores incrementais ópticos;
- 7 – Microinterruptores de fim de curso.
- 8 – Célula de carga.
- 9 - Transdutores de deslocamento (LVDT).
- 10 – Pesos de compensação.

Os dois motores não atuam ao mesmo tempo, o motor DC serve para o carregamento na hora de realizar o ensaio. O motor AC trabalha com avanços rápidos, facilitando a montagem e desmontagem do experimento. O acoplamento manual permite que um dos dois motores seja escolhido e um dispositivo de segurança acoplado impede a operação simultânea de ambos os motores. Após a redução de rotação na caixa de engrenagem, a rotação do eixo é transformada em uma translação do pistão, por meio de um parafuso sem fim (fuso) situado dentro do próprio pistão. A sincronização entre os motores é realizada por meio de sinais derivados de codificadores incrementais ópticos, que medem a velocidade do motor. O curso completo de cada pistão é limitado em 245 mm. Para evitar danos ao pistão e no fuso, as duas posições extremas são detectadas por microinterruptores que estão conectados diretamente ao circuito de controle.

Todo o sistema de controle e aquisição de dados está representado na Figura 29. O sistema de servo-controle consiste no painel de controle, na unidade de servo-controle e na unidade analógica / lógica.

Figura 29 Sistemas de controle e aquisição de dados.



Fonte: (BOEHLER; DEMMERLE; KOSS, 1994)

#### 4.1.6 Máquina desenvolvida para carregamento dinâmico biaxial por Shimamoto, Shimomura e Nam 2003

A máquina projetada para este trabalho tem uma estrutura vertical, como utilizado em outros trabalhos já apresentados, com sistema de aplicação de carga eletro-hidráulico. Os requisitos do projeto foram, além da realização de ensaio de tração biaxial, realizar outros ensaios como o uniaxial, entre outras características que serão apontadas a seguir. Logo, segue a lista das características do equipamento demonstrado na Figura 30

A – Máquina de ensaio biaxial com quatro atuadores dispostos em ângulos retos. Os quatro cilindros funcionam de forma independente e o ponto central sempre é mantido na posição inicial.

B - Dependendo do objetivo, podem ser realizados ensaios de tração e compressão uniaxial, biaxial e ensaios biaxiais estáticos e dinâmicos. Além de realizar o ensaio biaxial de barras ou placas trocando apenas a garra.

C - Ensaios com carga biaxial desigual (razão de carga de 1: 1 a 1: 4), ensaios biaxiais estáticos e dinâmicos com esforço combinado, ensaio de cisalhamento biaxial dinâmico e similar, são possíveis.

D – A máquina está equipada com um sistema de resfriamento por argônio líquido e aquecimento por resistência elétrica, o que possibilita a realização do ensaio de carga biaxial dinâmico com temperaturas controladas.

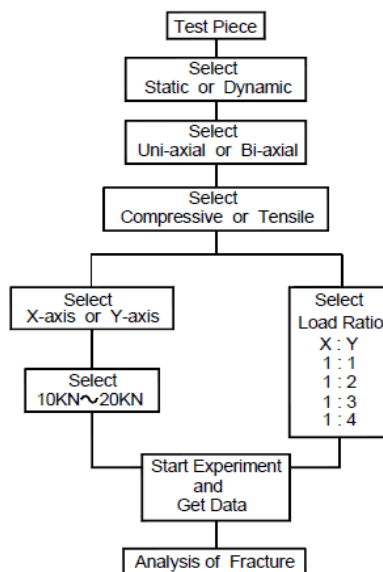
Figura 30 Máquina Desenvolvida por Shimamoto, Shimomura e Nam.



Fonte: (SHIMAMOTO; SHIMOMURA; NAM, 2003)

No artigo, o autor também descreve por diagrama, apresentado na Figura 31, as etapas de configuração da máquina para a realização de cada ensaio.

Figura 31 Diagrama de acionamento.

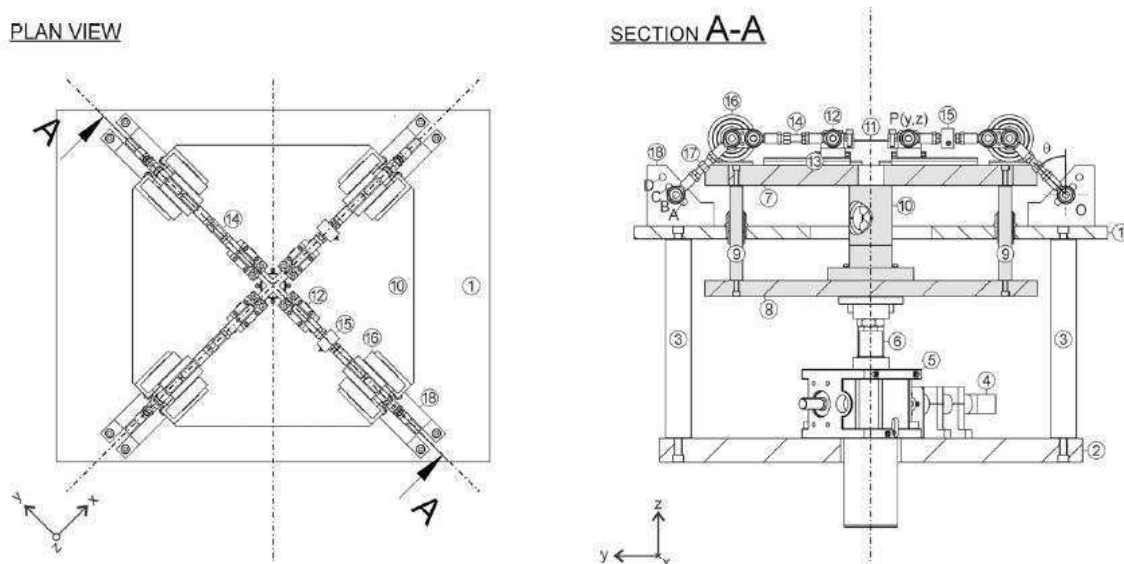


Fonte: (SHIMAMOTO; SHIMOMURA; NAM, 2003)

#### 4.1.7 Máquina desenvolvida com a utilização de um atuador por Merklein e Biasutti 2013

Outro tipo de máquina, proposto por Geiger e posteriormente utilizado como base para que no trabalho dos pesquisadores Merklein e Biasutti fosse projetada uma máquina, que utilizando um único fuso para o carregamento, consegue realizar ensaio biaxial e com vantagem de gerar diferentes cargas nos dois eixos de acionamento, por meio de ajustes nas barras de aplicação de força, como mostrado na Figura 32.

Figura 32 Máquina desenvolvida por Merklein e Biasutti.



Fonte: (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013)

O funcionamento consiste no deslocamento de uma estrutura em forma de mesa (7 e 8) através de um atuador de fuso acionado por um motor de corrente contínua (4, 5 e 6), na parte superior da mesa está quatro conjuntos de barras e roldanas (12 ao 18), que em uma extremidade está fixada a estrutura principal da máquina e a outra extremidade ligada ao corpo de prova. Com o deslocamento da mesa ocorre o afastamento das extremidades ligadas ao corpo de prova, realizando o ensaio. A descrição de todos os itens enumerados na Figura 32, será listado abaixo.

- (1) Placa de montagem de aço;
- (2) Placa de base de aço;
- (3) Barra redonda sólida  $\varnothing$  60 mm;

- (4) Motor de corrente contínua;
- (5) Conjunto de coroa e peão sem fim;
- (6) Fuso de elevação;
- (7) Placa de aço superior móvel;
- (8) Placa de aço inferior móvel;
- (9) Barra redonda sólida  $\varnothing$  30 mm;
- (10) Barra redonda oca;
- (11) Corpo de prova;
- (12) Garra;
- (13) Guia linear de rolamento;
- (14, 17) Barra rosqueada de ajuste;
- (15) Célula de carga de 50 KN;
- (16) Roldanas;
- (18) Dispositivo de ajuste do ângulo.

A grande vantagem desse projeto em relação aos que utilizam quatro atuadores é o custo envolvido, pois as máquinas com quatro atuadores hidráulicos tem grande custo envolvido na sua construção, e compra dos componentes de acionamento e servo controladores.

#### **4.2 Mecanismos de acoplamento para máquinas de ensaio**

Na tentativa de reduzir o custo associado à construção de máquinas de ensaio autônomas, mecanismos anexos foram projetados para serem usados em máquinas existentes, como máquinas de tração e de compressão unidirecional. A configuração do mecanismo de ensaio biaxial mais comum é a de converter uma máquina de tração universal. (HANNON; TIERNAN, 2008). Esse tipo de equipamento utiliza uma máquina de tração universal equipada com uma ferramenta especial para obter um deslocamento simultâneo das quatro extremidades do corpo de prova cruciforme, aplicando uma carga biaxial no seu centro. Os dispositivos deste tipo são geralmente mecanismos com conjuntos de barras e ligação. (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013).

Como resumido pelos pesquisadores, este tipo de equipamento foi desenvolvido com a intenção de diminuir os custos no projeto de construção para realizar o ensaio. Esse tipo de mecanismo pantográfico funciona com o

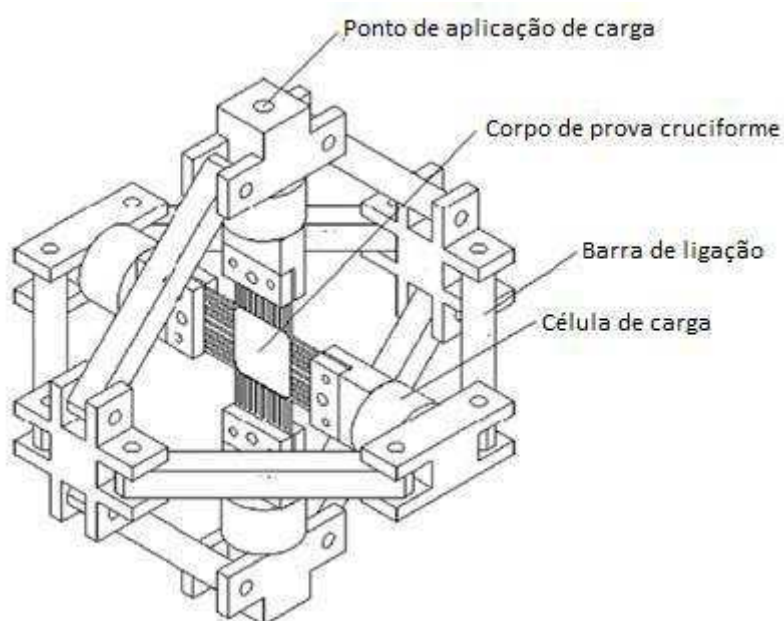
deslocamento da máquina de ensaio, e com o auxílio de barras, aplicando esforços na amostra. A seguir, serão apresentados os principais mecanismos desenvolvidos encontrados na literatura.

#### 4.2.1 Mecanismo projetado por Ferron e Makinde 1988

O primeiro autor a desenvolver um mecanismo para esse fim foi os pesquisadores Ferron e Makinde. Utilizando um conjunto fabricado com barras e peças de ligação, foi possível converter o movimento vertical realizado pela máquina de ensaio no movimento horizontal. Logo, utilizando um corpo de prova em formato de cruz, é possível realizar o ensaio biaxial. Este mecanismo de ligação é apresentado na Figura 33. Pode ser observado que o autor utilizou uma célula de carga para cada “braço” do corpo de prova.

Este mecanismo apresenta algumas limitações em relação à máquina autônoma, como a impossibilidade de realizar o ensaio com cargas diferentes em cada eixo, é a demora na montagem do equipamento a cada ensaio realizado.

Figura 33 Mecanismo desenvolvido por Ferron e Makinde.



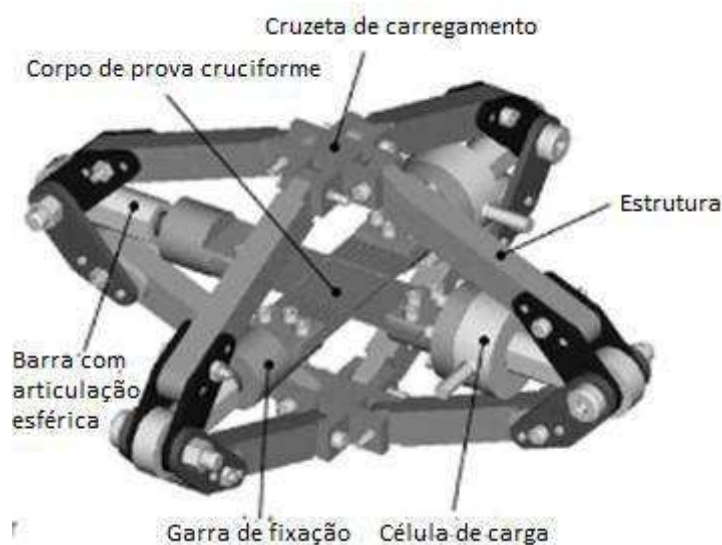
Fonte: Adaptado (FERRON; MAKINDE, 1988)



#### 4.2.2 Mecanismo desenvolvido por Terriault, Settouane e Brailovski 2003

Um mecanismo semelhante ao apresentado na seção 4.2.1 foi desenvolvido no trabalho apresentado por Terriault, Settouane e Brailovski, com a diferença de que, enquanto o mecanismo da seção 4.2.1 trabalha com o distanciamento dos dois pontos de fixação na máquina de ensaio, como ocorre na realização de um ensaio de tração uniaxial, o dispositivo desenvolvido por Terriault trabalha com a aproximação dos dois pontos de fixação na máquina, como está estivese realizando um ensaio de compressão, mais as garras aplicaram esforço de tração no corpo de prova. Neste dispositivo, diferente do apresentado na seção 4.2.1 que utilizou quatro células de carga, foi utilizado duas células de carga, uma para cada eixo. Como pode ser observado na Figura 34.

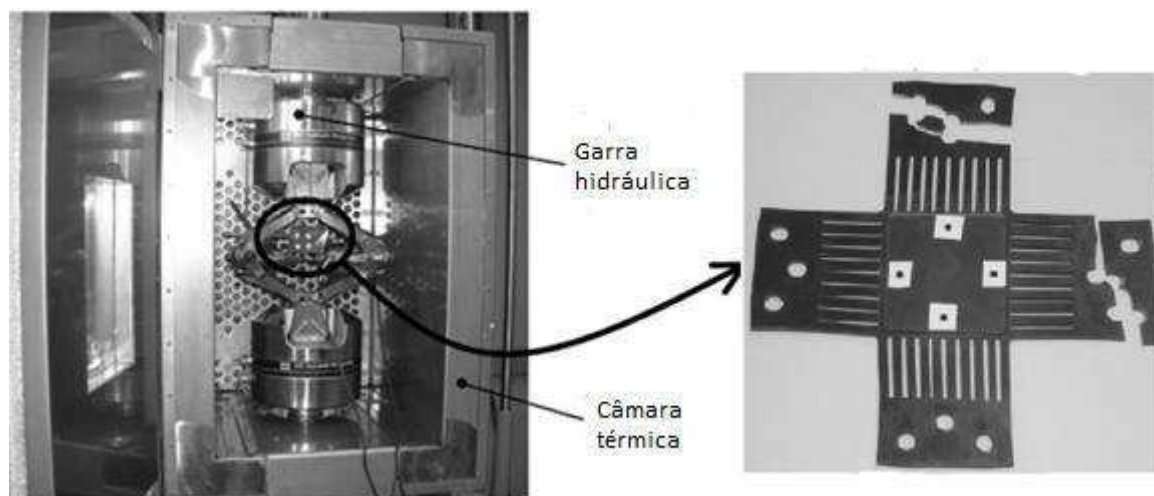
Figura 34 Equipamento desenvolvido por Terriaut, Settouane e Brailovski.



Fonte: (TERRIAULT; SETTOUANE; BRAILOVSKI, 2003)

O autor no trabalho cita algumas limitações com relação à utilização do dispositivo, como o pouco espaço interno para colocar o corpo de prova, pois o mesmo foi projetado para trabalhar dentro de uma cuba térmica e na dificuldade de construção e ajuste do mecanismo. Durante a realização do ensaio ocorreu à ruptura do corpo de prova fora da área de deformação em temperaturas mais elevadas, observado na Figura 35.

Figura 35 Ruptura do corpo de prova

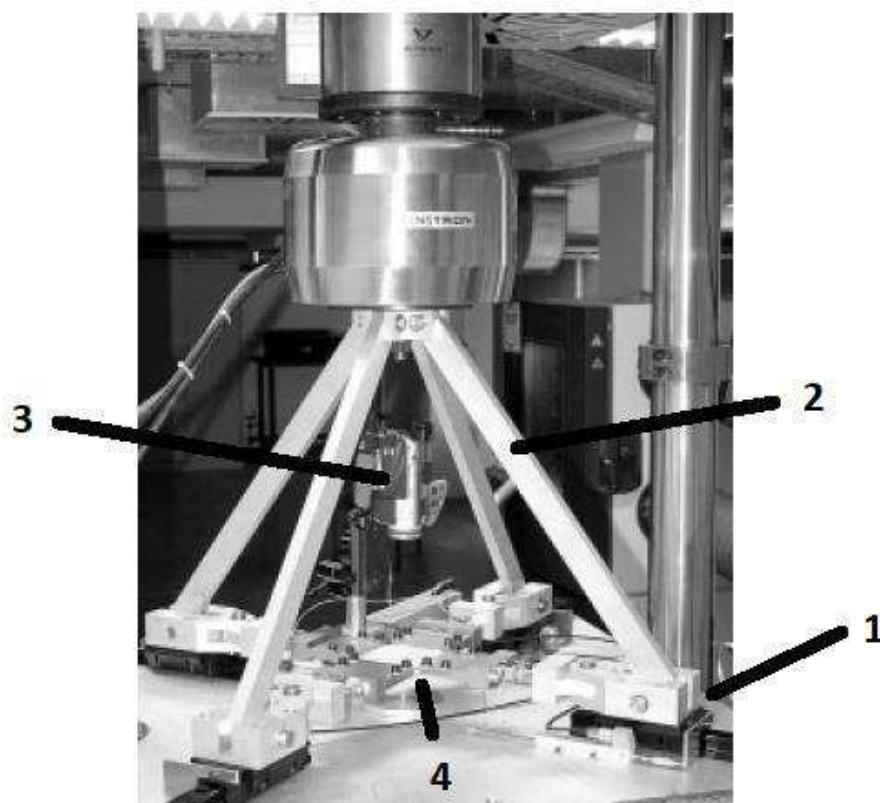


Fonte: (TERRIAULT; SETTOUANE; BRAILOVSKI, 2003)

#### 4.2.3 Mecanismo apresentado por Rohr, Harwick e Nahme 2005

No trabalho desenvolvido por Rohr, Harwick e Nahme na Alemanha, obteve-se uma simplificação notável no mecanismo dos autores apresentados nas seções anteriores, utilizando apenas metade do número de ligações do mecanismo da seção 4.2.2, compensando as forças de reação verticais provocado pela compressão do mecanismo, conectando cada extremidade onde se encontra a garra a um sistema de guia linear, montado em uma placa de aço, esta placa é fixada na mesa da máquina de tração universal. A seguir temos a descrição das peças conforme numeração na Figura 36.

Figura 36 Mecanismo de Rohr, Harwick e Nahme.

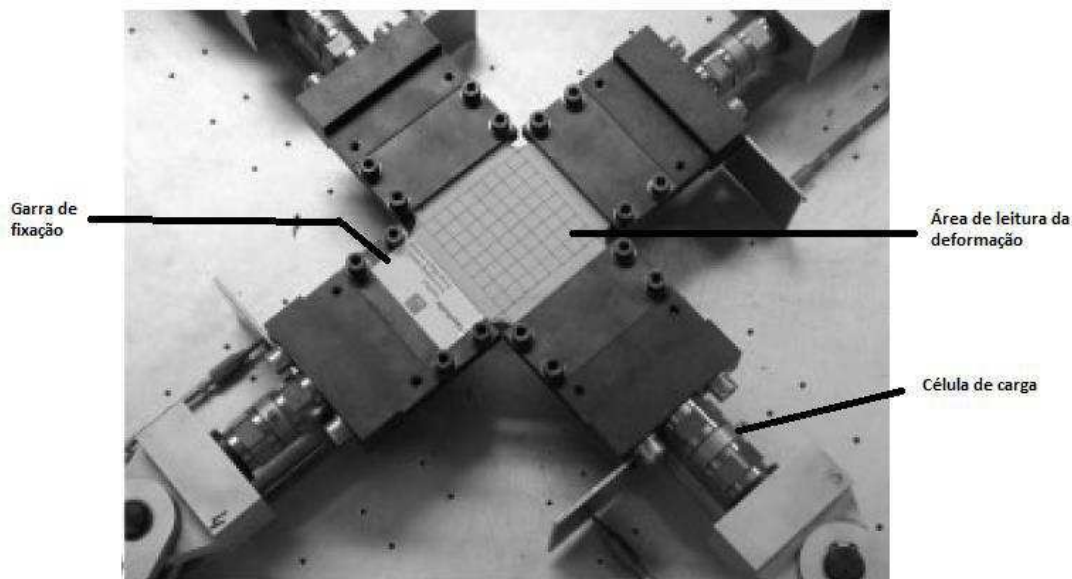


Fonte: (ROHR; HARWICK; NAHME, 2005)

- 1 – Guia linear com abas e trilho.
- 2 – Barra de transferência de força.
- 3 – Sistema de filmagem da área de deformação.
- 4 – Conjunto montado do corpo de prova e garras (Figura 37).

Na Figura 37 é apresentado o conjunto montado do corpo de prova, mostrando os detalhes de fixação e delimitação da área de leitura.

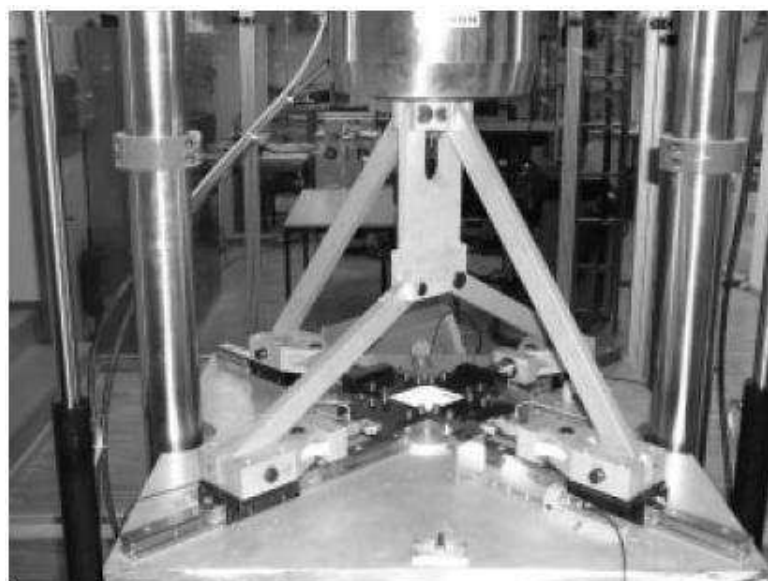
Figura 37 Detalhe de fixação do corpo de prova



Fonte: (ROHR; HARWICK; NAHME, 2005)

Uma desvantagem comum associada a estes mecanismos de ligação é que apenas um tipo de carregamento (carga equi-biaxial) pode ser realizada. (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013). Porém, os pesquisadores conseguiram contornar esse problema visto nos trabalhos anteriores, modificando o tamanho das barras de um eixo, como demonstrado na Figura 38, para aplicar diferentes cargas em cada eixo do corpo de prova. Ainda assim é uma solução não muito eficiente, pois é necessário desmontar parcialmente o mecanismo para a troca das barras, impossibilitando ensaios subsequentes.

Figura 38 Outra configuração de carregamento.



Fonte: (ROHR; HARWICK; NAHME, 2005)

#### 4.2.4 Mecanismo projetado por Brieu, Diani e Bhatnagar 2007

No trabalho apresentado em conjunto com pesquisadores da França e Índia pelos pesquisadores Brieu, Diana e Bhatnagar, resolveu o problema encontrado nos trabalhos anteriores de não conseguir realizar o ensaio com cargas diferentes em cada eixo e realizar essa mudança de forma rápida, propondo um mecanismo, de elos e barras apresentado na Figura 39.

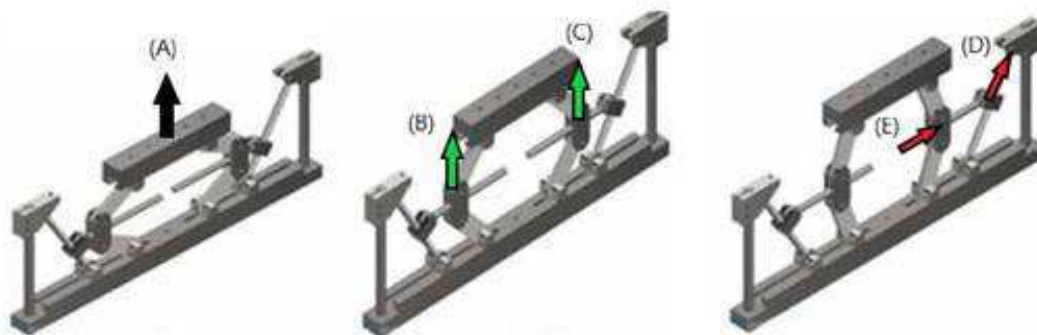
Figura 39 Dispositivo desenvolvido por Brieu, Diani e Bhatnagar.



Fonte: (BRIEU; DIANI; BHATNAGAR, 2007)

A ideia principal por trás desta solução é que, com o deslocamento do eixo vertical do corpo de prova (A), acionado pelo movimento vertical da máquina de tração, ocorre o deslocamento das barras laterais (B e C) que acionam o deslocamento da barra horizontal (E), como demonstrado na Figura 40. O movimento da barra horizontal é determinado ajustando à inclinação de duas barras que estão ligadas as barras horizontais (D). Possibilitando assim, ajustar um deslocamento diferente nos dois eixos, e conseqüentemente, modificando a carga aplicada no corpo de prova.

Figura 40 Movimento do mecanismo.



Fonte: (NEVES, 2016)

O dispositivo desenvolvido neste artigo (BRIEU; DIANI; BHATNAGAR, 2007) além de ser utilizado na caracterização de materiais hiperelásticos, também foi utilizado no trabalho de apresentado por Bhatnagar para caracterização de materiais compósitos poliméricos. A grande desvantagem desse dispositivo é sua complicada fabricação que será melhor demonstrado posteriormente e o controle para aplicação de carga no eixo horizontal que necessita de um ajuste correto no ângulo da barra inclinada.

## 5. CORPO DE PROVA E MÉTODOS DE MEDIÇÃO

Um dos aspectos mais desafiadores de um sistema para ensaio biaxial é o projeto do corpo de prova. Os corpos de prova podem variar de formato, podendo ser do tipo cruciforme até no formato de tubos cilíndricos. (HANNON; TIERNAN, 2008). O projeto do corpo de prova cruciforme é a principal dificuldade que restringe a aplicação para o teste de tração biaxial, pois até 2014 não existia norma para definir o formato, logo paralelamente aos estudos de projeto para as máquinas de ensaio biaxial, apresentadas anteriormente, existiram estudos para o melhor formato do corpo de prova. Logo, a falta de geometria padrão do corpo de prova tornou difícil comparar os resultados dos ensaios das pesquisas realizadas encontradas na literatura. A simulação de elementos finitos também foi utilizada na tentativa de alcançar um ótimo projeto de corpo de prova.

Para entender o comportamento do material durante a realização do ensaio biaxial, é necessário analisar as várias variáveis que podem descrever o comportamento do material sobre a influência de cargas, por exemplo, a resistência à tração, anisotropia, tratamento término, composição, dentre outros. Em

comparação com os parâmetros que são determinados em experimentos uniaxiais, existe uma gama maior de parâmetros que podem interferir nos resultados do ensaio biaxial. Uma grande variedade de materiais, metálicos e não metálicos, foram examinados usando corpos de prova cruciformes com resultados encontrados na literatura.

Segundo XIAO *et al.*, 2016, o projeto para desenvolver uma geometria do corpo de prova deve seguir dois princípios:

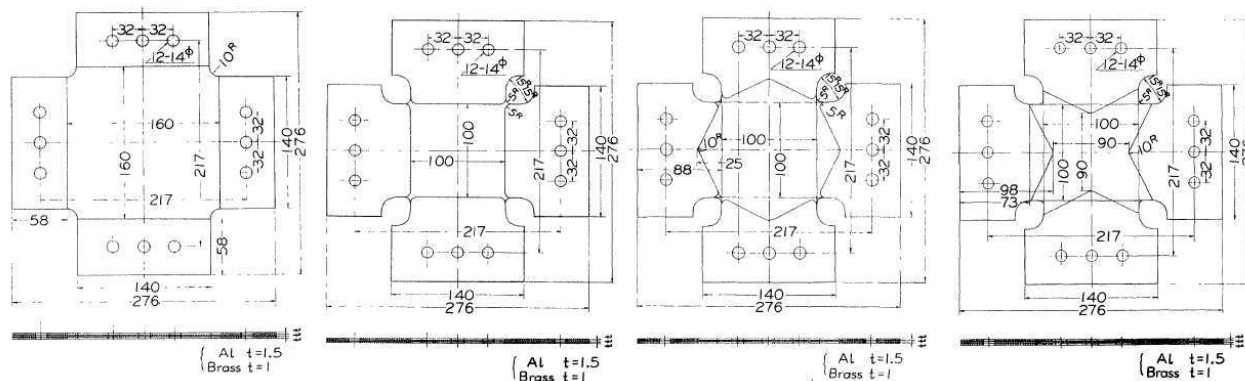
- Homogeneidade da tensão-deformação dentro da área central para que haja a possibilidade de calcular a tensão com o menor desvio possível.
- A deformação e a concentração de tensão tem que ocorrer na área de leitura para evitar a fratura nos braços.

Conforme esses princípios, ao conceber um corpo de prova cruciforme, é de grande importância ter a maior parte da deformação na área central do corpo de prova, onde será analisado o campo de tensão biaxial e evitar concentrações de tensão em outras regiões do corpo de prova. Logo, serão apresentados os principais projetos de corpo de prova desenvolvidos. Será notado que em todos, houve uma atenção especial aos princípios já citados. Também será exposto, sempre que possível, o método de medição da tensão e da deformação apresentando os principais resultados obtidos.

### **5.1. Corpo de prova desenvolvido por Shiratori e Ikegami 1967**

Uma das primeiras técnicas de ensaio de tração biaxial com uma amostra cruciforme foi proposta pelos pesquisadores Shiratori e Ikegami no Instituto de Tecnologia de Tokyo. Os autores desenvolveram quatro geometrias para o corpo de prova, apresentadas na Figura 41. Foi utilizado como material, chapa de alumínio com 1,5 mm de espessura.

Figura 41 Geometria dos corpos de prova apresentados por Shiratori e Ikegami.

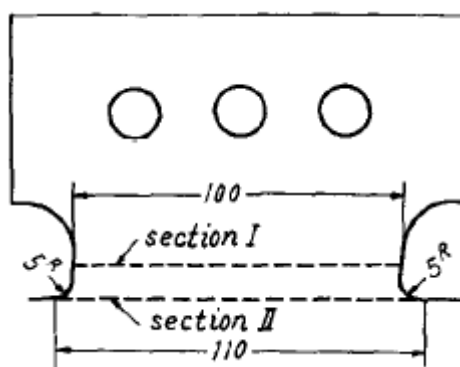


Fonte: (SHIRATORI; IKEGAMI, 1967)

Além do formato do corpo de prova, os autores colocaram um reforço feito de resina epóxi nos braços da amostra, com o intuito de evitar ocorrer fratura nesses locais. Para verificar a deformação na área central, foi colocada linhas na direção dos dois eixos, distanciados a 5 mm, formando uma marcação quadriculada. Esta marcação foi utilizada para medir a deformação com a utilização de microscópio, conforme relatado pelo autor no trabalho. Também foi utilizado no centro do corpo de prova um extensômetro em forma de roseta para medição da tensão no local.

Para medir a tensão nominal na área de deformação plástica, foi utilizada a área da seção do braço da amostra, conforme Figura 42 e a carga indicada nas células de carga. (SHIRATORI; IKEGAMI, 1968).

Figura 42 Área da seção utilizada para o calculo de tensão.



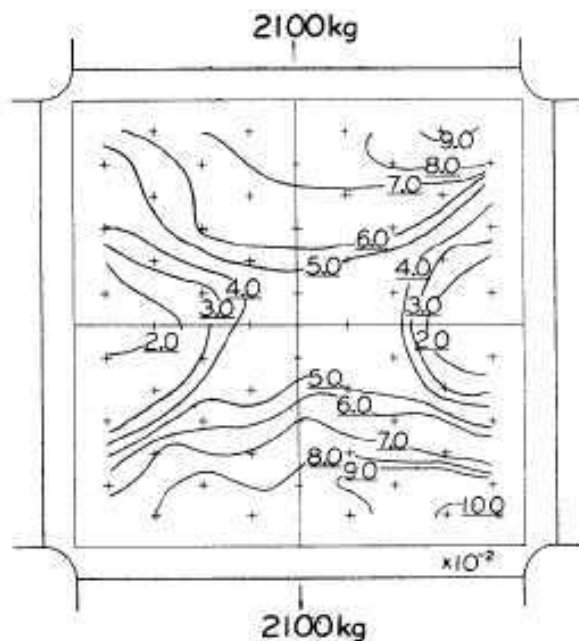
Fonte: (SHIRATORI; IKEGAMI, 1967)

Com essa análise, os primeiros resultados foram com a distribuição da tensão na área de leitura do corpo de prova. Figura 43 demonstra o resultado para o primeiro corpo de prova com carregamento unidirecional, onde as linhas estão indicando as regiões de tensão homogênea. Foi realizado tal procedimento, para



uma avaliação da região de tensão esperada, e da influencia dos reforços colocados na região das garras.

Figura 43 Regiões de tensão uniforme.

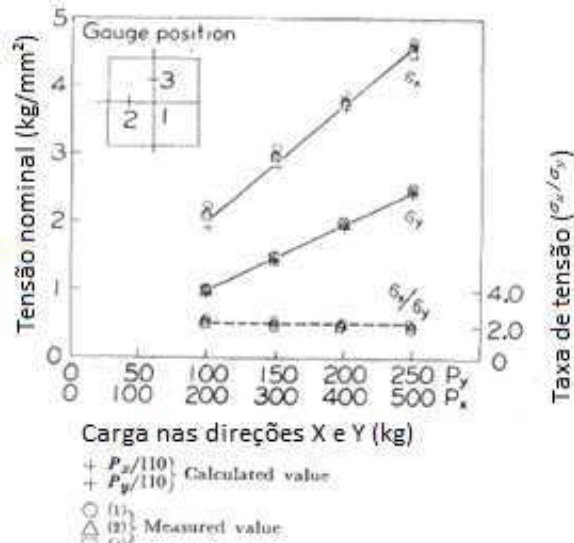


Fonte: (SHIRATORI; IKEGAMI, 1967)

A partir dessa primeira análise, foi escolhido o corpo de prova (terceiro da esquerda para a direita na Figura 41) usado para o ensaio biaxial, pois apresentou melhor distribuição de tensão. O material utilizado foi alterado para uma chapa de latão de 1 mm de espessura, não há explicação no trabalho do porque houve a troca do material.

Após a realização dos ensaios biaxiais, foram comparados os valores de tensão nominal calculado e a leitura de tensão a partir do extensômetro. Ficando os valores calculados com a carga de acordo com os valores calculados com a deformação medida conforme demonstrado na figura 44.

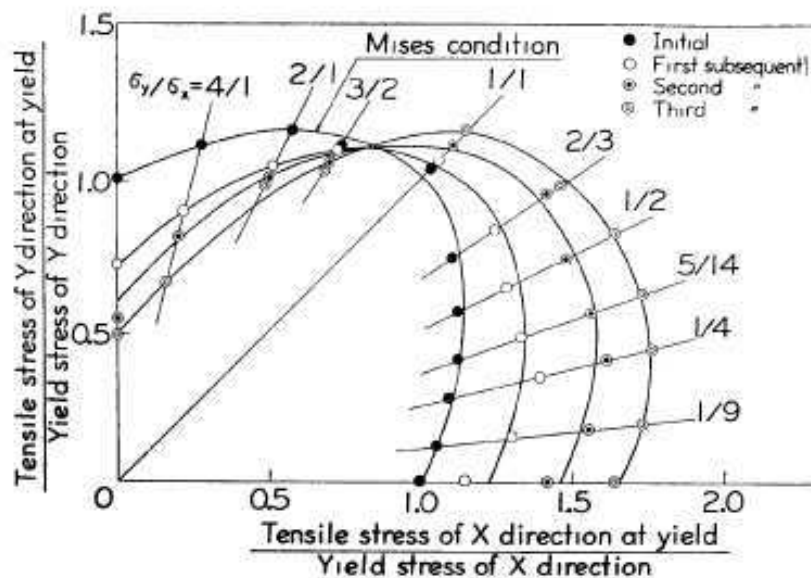
Figura 44 Gráfico tensão x carga.



Fonte: (SHIRATORI; IKEGAMI, 1967)

Os ensaios prosseguiram com 11 amostras, e variação de carga nos dois eixos, de modo que os dados foram comparados com base no critério de falha de Von Mises para a análise de deformação plástica. Figura 45.

Figura 45 Gráfico do critério de Von Mises



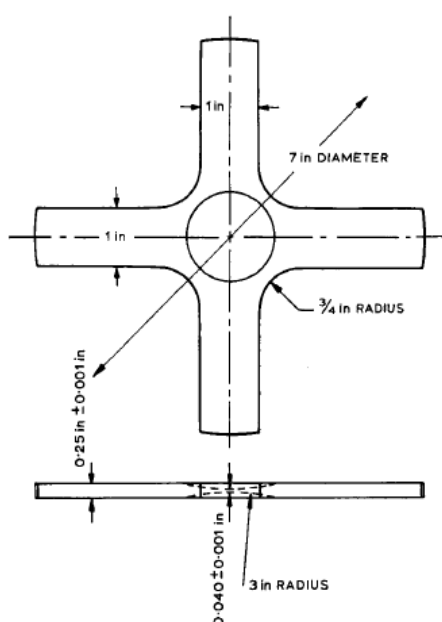
Fonte: (SHIRATORI; IKEGAMI, 1967)

Ocorreram durante o experimento rompimento do corpo de prova antes de apresentar fratura na área central devido à área dos braços serem menores do que a da área central.

## 5.2. Corpo de prova desenvolvido por Pascoe e Villiers 1967

Neste trabalho foi analisado a geometria de um corpo de prova com a espessura da seção central reduzida através de duas calotas esféricas, proposto pelos pesquisadores Pascoe e Villiers, apresentado na Figura 46. Visando facilitar a deformação na área desejada, evitando o rompimento dos braços da amostra. No trabalho os autores citaram que antes de chegar ao formato indicado no trabalho, houve outros corpos de prova com outras geometrias que apresentaram rompimento na área dos braços e na região periférica da área central.

Figura 46 Geometria proposta por Pascoe e Villiers



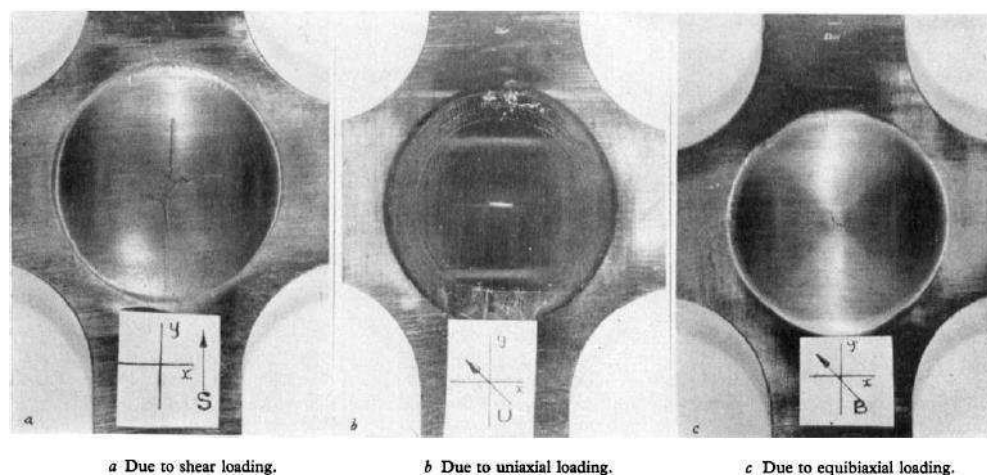
Fonte: (PASCOE; VILLIERS, 1967)

Os corpos de prova foram fabricados com dois tipos de aço. Para fazer a leitura de deformação, foi colocado em cada lado do corpo de prova, na região central, dois extensômetros, alinhados com cada eixo (X e Y).

O ensaio consistiu em carregamentos cíclicos, para avaliar a fadiga do material submetido à tração e compressão biaxial. Após cada ensaio, o corpo de prova foi analisado com microscópio verificando o surgimento das fraturas.

Como resultado do experimento, os corpos de prova apresentaram diferença na inclinação da fratura, devido às diferenças de carregamento. Para carregamento com tração biaxial e com a mesma carga nos dois eixos, a fratura na maioria dos casos surgiu a  $45^\circ$  de cada eixo. Devidos aos planos de Cisalhamento no aço. Porém houve influencias das inclusões na propagação da trinca. Na Figura 47, alguns exemplos de fraturas. A seta indica a direção da laminação.

Figura 47 Corpos de prova após ensaio.



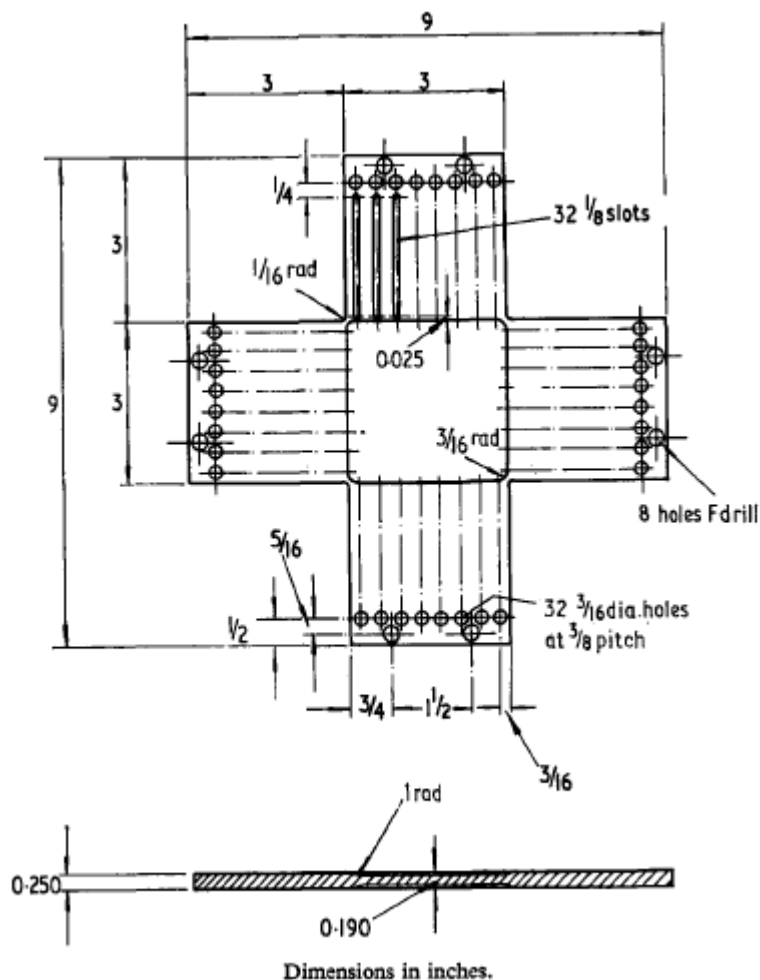
Fonte: (PASCOE; VILLIERS, 1967)

### 5.3. Corpo de prova projetado por Hayhurst 1973

Neste trabalho o autor propôs uma nova geometria para o corpo de prova, com o intuito de corrigir algumas dificuldades encontradas nas geometrias propostas anteriormente, uma maior área de tensão homogênea, que não ocorre na geometria apresentada na seção 5.2, devido ao formato esférico dos rebaiços na área central e evitar concentração de tensão próximos do contorno entre os braços do corpo de prova, como ocorreu nos corpos de prova da seção 5.1.

Logo, o autor apresentou a geometria da Figura 48, propondo uma redução uniforme na espessura da área central, visando um campo de tensão maior e mais uniforme no local, aumentando a possibilidade de deformação e rompimento. Também propôs ranhuras nos braços do corpo de prova, que tornaram a distribuição de tensão na área central mais homogênea, por diminuir a influencia da resistência de deformação nos braços durante a realização do ensaio.

Figura 48 Geometria proposta por Hayhurst.



Fonte: (HAYHURST, 1973)

Neste trabalho, o autor não apresentou resultados diretamente ligados ao ensaio biaxial, suas conclusões se concentraram no desempenho da máquina projetada, já apresentada na seção 4.1.3.

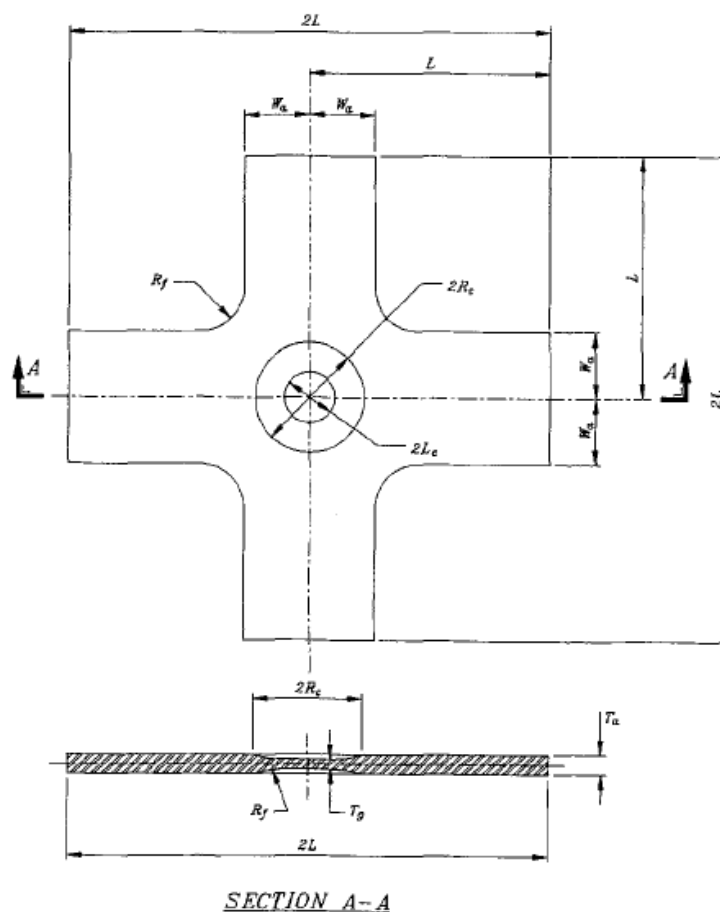
#### 5.4. Corpo de prova desenvolvido por Makinde, Thibodeau e Neale 1992

Neste trabalho, os autores primeiro fizeram um estudo dos fatores que influenciam nos resultados de um ensaio utilizando corpo de prova cruciforme. Com o intuito de reduzir a influência da geometria do corpo de prova nos resultados. Fizeram um levantamento dos fatores que influenciam na distribuição de deformação e tensão no corpo de prova e nos limites de deformação e fratura do corpo de prova.

Primeiro analisando uma geometria baseada na apresentada na seção 5.2, utilizado para estudos que requerem baixa deformação, apresentado na Figura 49, existe sete variáveis geométricas: largura dos braços,  $2W_a$ ; comprimento da

amostra fora da garra,  $2L$ ; raio do canto entre os braços,  $R_f$ ; Raio da região central,  $R_c$ ; Raio de transição,  $R_t$ ; espessura dos braços,  $T_a$ ; Razão entre a espessura do braço e a espessura da área central,  $T_a/T_g$ .

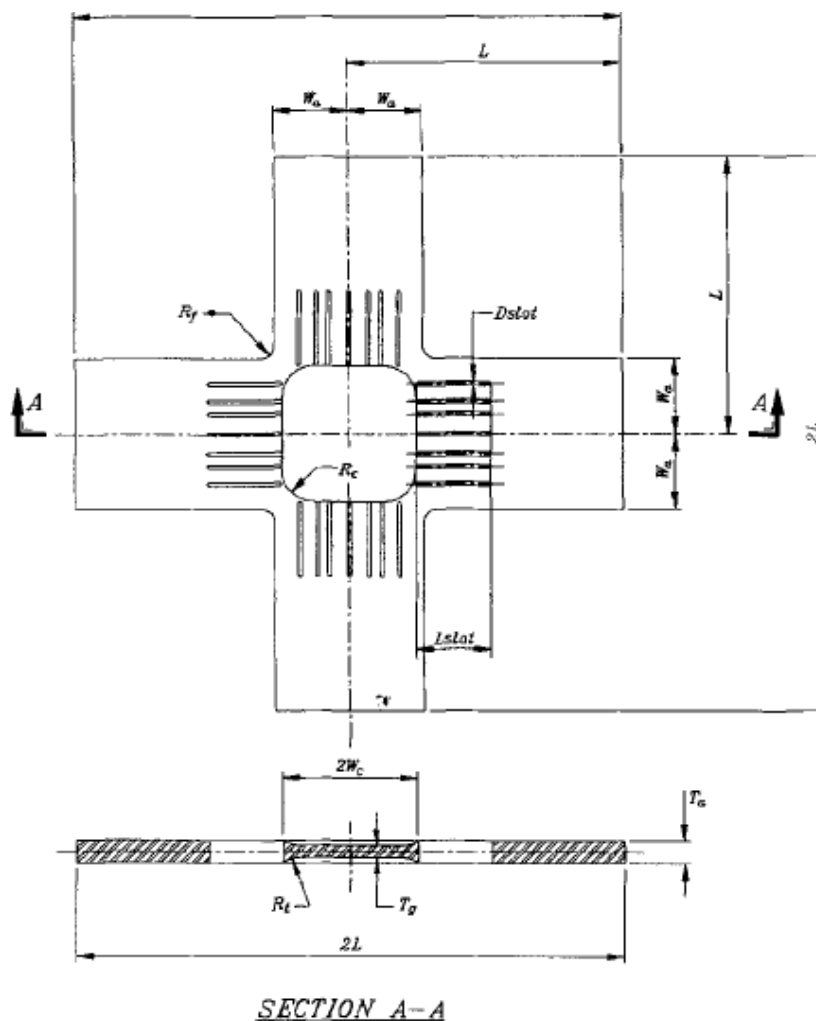
Figura 49 Corpo de prova com região central semiesférica



Fonte: (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

Para corpo de prova com ranhuras nos braços, além das sete variáveis já apresentadas, com modificação do raio da área central, que passa a ser o raio dos cantos da área central, passa a ter mais cinco variáveis, são elas: Largura da área central,  $2W_c$ ; largura das ranhuras,  $D_{slot}$ ; número de ranhuras,  $N_{slot}$ ; comprimento da ranhura,  $L_{slot}$ ; posição das ranhuras,  $X_{slot}$ , apresentados na Figura 50.

Figura 50 Corpo de prova com ranhuras.



Fonte: (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

Para determinar a melhor combinação dessas variáveis, os autores utilizaram análise estatística e elementos finitos. Em relação ao corpo de prova baseado no projeto da seção 5.2, temos os seguintes valores dos parâmetros geométricos ideais para ligas metálicas:

$$L \geq 2W_a$$

$$R_f = \frac{2}{3}W_a$$

$$R_c = \frac{23}{25}W_a$$

$$R_t = \frac{4}{3}W_a$$

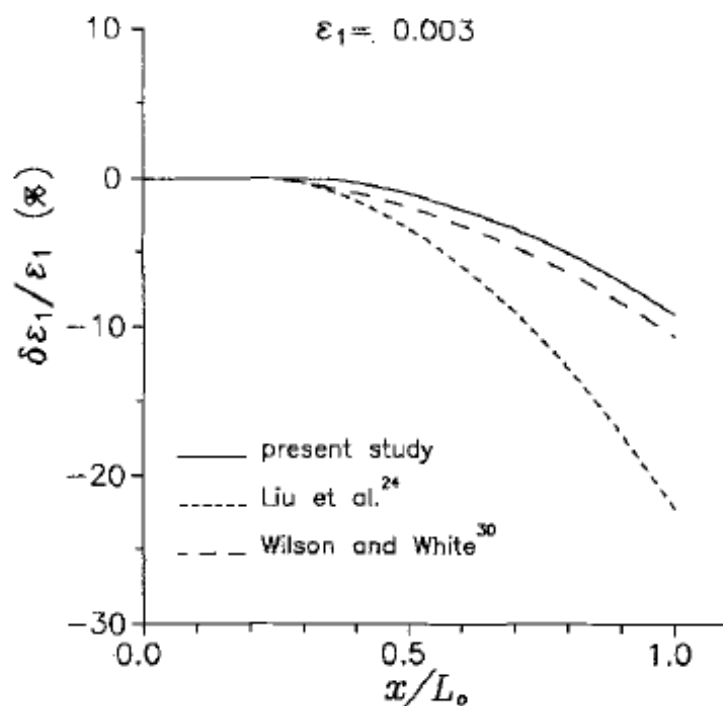
$$4 \leq T_a/T_g \leq 6$$

A dimensão máxima para a largura dos braços ( $2W_a$ ) depende da capacidade da máquina e o limite de espessura do braço da amostra depende do

material que será utilizado, devendo garantir que as condições de tensão plana estejam válidas. (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992).

A comparação aos trabalhos dos pesquisadores Wilson e White e da Liu *et al* que avaliaram o mesmo tipo de corpo de prova, temos o gráfico apresentado na Figura 51, onde representa o gradiente de deformação ao longo do eixo x a partir do centro da área central, demonstrando que o corpo de prova proveniente do estudo mantém uma maior homogeneidade na deformação ao longo da área central em comparação ao sugeridos por Wilson e Liu.

Figura 51 Estimativa do gradiente de não-uniformidade da deformação dentro da área central.

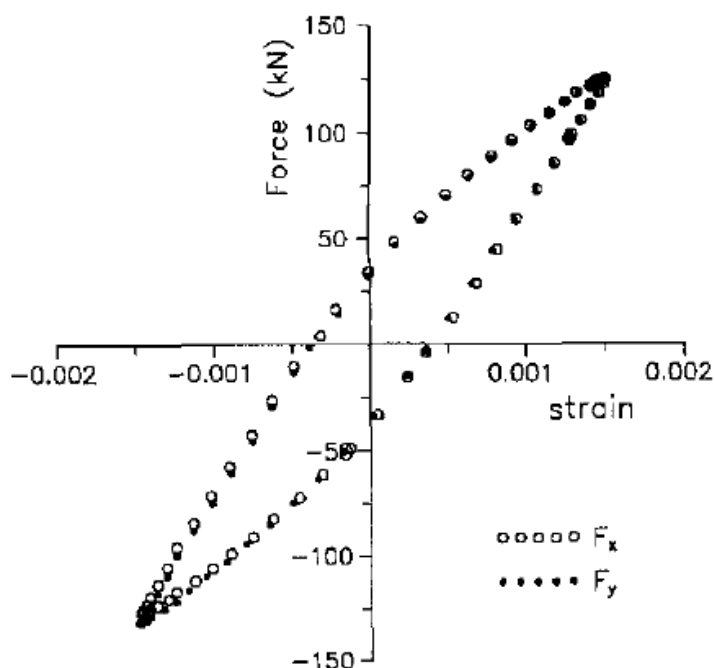


Fonte: (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

Tornado os dados das variáveis encontradas através da análise validas para os ensaios biaxias. Foram realizados ensaios com aço A516 com carregamento cíclico. Na Figura 52, apresenta gráfico do ensaio.



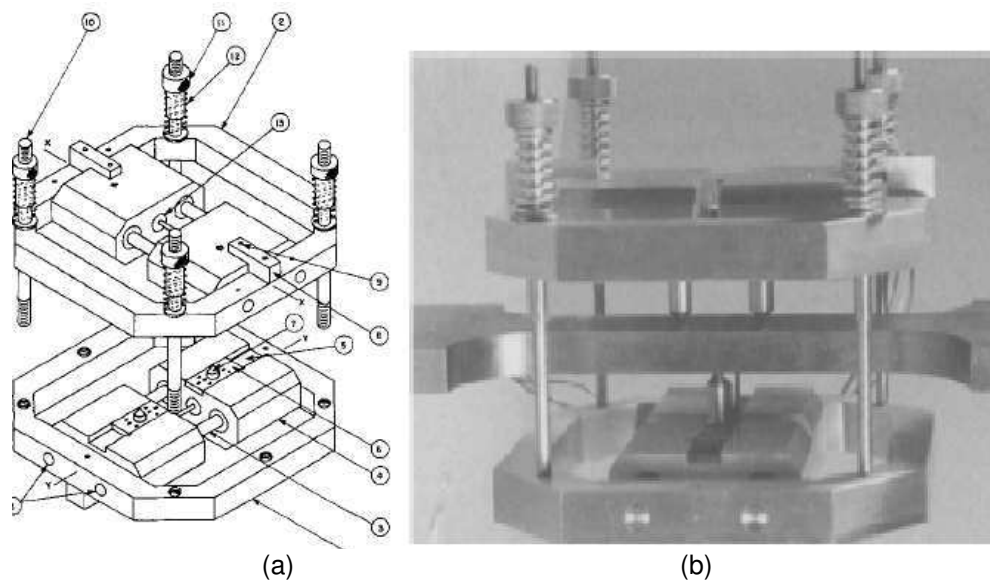
Figura 52 Curva de histerese de força versus deformação para aço A516 para carga equibiaxial cíclica.



Fonte: (MAKINDE; THIBODEAU; NEALE, 1992)

Para realizar a leitura da deformação no corpo de prova, os autores trabalharam paralelamente no projeto de um extensômetro para leitura em dois eixos, apresentado no trabalho de Makinde *et al.*, 1992. Consiste em dois extensômetros montados em uma única estrutura, onde cada um faz a leitura da deformação em eixo do corpo de prova. Na Figura 53 (a), apresenta a vista completa da estrutura do extensômetro. Na Figura 53 (b) demonstra o extensômetro já fabricado, com os pontos de contato de um eixo em um corpo de prova unidirecional.

Figura 53 Extensômetro biaxial.



Fonte: (MAKINDE *et al.*, 1992)

### 5.5. Desenvolvimento de critério matemático para a geometria de um corpo de prova cruciforme apresentado por Demmerle e Boheler 1993

Os autores deste trabalho desenvolveram critérios matemáticos para possibilitar uma avaliação das variáveis dimensionais de um corpo de prova plano. Estes critérios foram utilizados para a otimização da forma de um corpo de prova cruciforme de tração biaxial, inicialmente voltado para materiais isotrópicos.

Para realizar a otimização, foi definido alguns critérios que nortearam o estudo apresentado pelos autores:

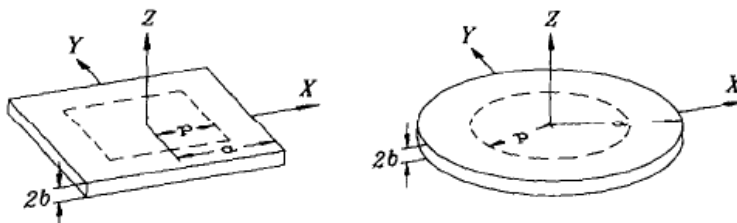
- Existir distribuição homogênea de deformação e de tensão na área central;
- Os valores de tensão na área de teste deverão ser compatíveis com os valores de tensão nominal, calculado dividindo cada uma das duas cargas aplicadas através da área de seção transversal correspondente;
- O nível de tensão mais alto deve ser observado na área de teste. Incluindo o fato de que não há concentração de tensão fora dessa área.

Devido ao fato de que o critério matemático também pode ser usado em programa de elementos finitos, ele deve representar uma medida objetiva e matematicamente bem definida para avaliar até que ponto os três requisitos são satisfeitos. (DEMNERLE; BOEHLER, 1993).

### 5.5.1. Formula teórica

Considerando uma amostra cruciforme plana, cujo plano coincide com o plano  $(x, y)$  do sistema cartesiano  $(x, y, z)$ , com a origem no centro de gravidade da área de teste. Para o desenvolvimento teórico, assumiu que os valores de tensão são conhecidos em qualquer ponto  $(x, y, z)$  da amostra. Uma seção arbitrária da área de teste, simétrica e no ponto central da amostra, é considerada; com uma espessura constante  $2b$ , a função  $f = f(y, a)$ , descreve a forma e um comprimento específico "a". Por exemplo, os parâmetros de uma área de teste quadrada ( $f = a$ ) e de forma circular ( $f = \sqrt{a^2 - y^2}$ ) estão ilustrados na Figura 54.

Figura 54 Ilustração dos parâmetros  $a$ ,  $b$  e  $p$  para as funções  $(f = a)$  e  $(f = \sqrt{a^2 - y^2})$ .



Fonte: (DEMMERLE; BOEHLER, 1993)

Assim o volume de toda a área de teste é determinado pela seguinte equação:

$$V_{tot} = \int_{-b}^b \int_{-a}^a \int_{-f(y,a)}^{f(y,a)} dx dy dz$$

Para avaliar a homogeneidade da distribuição de tensão no plano  $(x, y)$ , a área de teste é subdividida em "placas" concêntricas, com a mesma forma da área de teste, espessura constante  $2b$ , um parâmetro variável  $p$  e uma função  $f(y, p)$ . O volume de uma das "placas" concêntricas, Figura x, com o comprimento específico  $p$ , pode ser escrito como:

$$V(p) = \int_{-b}^b \int_{-p}^p \int_{-f(y,p)}^{f(y,p)} dx dy dz, \quad 0 \leq p \leq a$$

Agora, em cada volume  $V(p)$ , a tensão média  $\bar{\sigma}_{**}$  e o desvio padrão  $S_{**}$  são calculados para as tensões  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{xy}$ ,  $\sigma_{yy}$  e  $\sigma_{vm}$  (tensão de Von Mises).

$$\bar{\sigma}_{**}(p) = \frac{1}{V(p)} \int_{-b}^b \int_{-p}^p \int_{-f(y,p)}^{f(y,p)} \sigma_{**}(x, y, z) dx dy dz$$

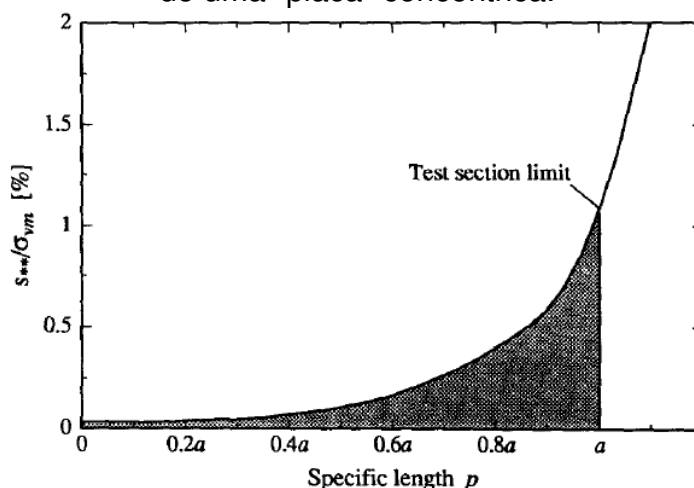
$$S_{**}(p) = \left( \frac{1}{V(p)} \int_{-b}^b \int_{-p}^p \int_{-f(y,p)}^{f(y,p)} (\sigma_{**}(x, y, z) - \bar{\sigma}_{**}(p))^2 dx dy dz \right)^{\frac{1}{2}}$$

Onde a tensão de Von Mises é definida por:

$$\sigma_{vm} = \left( \frac{1}{2} \left( (\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{yz}^2 + \sigma_{zx}^2 + \sigma_{xy}^2) \right) \right)^{\frac{1}{2}}$$

Pequenos valores para o desvio padrão  $S_{**}(p)$  significam uma boa homogeneidade na distribuição da tensão. A fim de dispor de uma medida que é independente da magnitude da tensão, em cada volume concêntrico, o desvio padrão  $S_{**}(p)$  é dividido pela média das tensões de Von Mises  $\bar{\sigma}_{vm}(p)$ . Os valores assim obtidos, que representam os desvios padrão normalizados para cada "placa" concêntrica, são multiplicados por 100 para obter os valores percentuais. A sua evolução, em função do parâmetro  $p$ , é mostrada no gráfico da Figura 55. A área sombreada abaixo da curva representa uma medida para a avaliação da homogeneidade correspondente a tensão.

Figura 55 Evolução do desvio padrão normalizado sobre o comprimento específico  $p$  de uma "placa" concêntrica.



Fonte: (DEMMERLE; BOEHLER, 1993)

A integração nas placas concêntricas, isto é, sobre o parâmetro  $p$  (integrais demonstradas a seguir), resulta em um acúmulo contínuo dos desvios padrão considerados em direção ao centro. Isso implica automaticamente um aumento

contínuo da carga nas áreas concêntricas, da borda para o centro. Este é um aspecto muito importante do método, porque está na parte central da área de teste, são onde as tensões são medidas por meio de extensômetros. Para assegurar a independência do tamanho da área de teste, o valor da integral é normalizado em relação ao comprimento específico  $a$ .

Assim, a primeira parte do critério, avaliando a homogeneidade da distribuição de tensão na área de teste, possui os seguintes componentes:

$$I_1 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{S_{xx}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

$$I_2 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{S_{yy}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

$$I_3 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{S_{xy}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

$$I_4 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{S_{vm}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

Na segunda parte do critério, é investigada a compatibilidade das tensões  $\sigma_{**}(x, y, z)$  na área de teste com as tensões nominais  $(\sigma_{**})_n$ . Aqui, as tensões  $\sigma_{xx}$ ,  $\sigma_{yy}$  e  $\sigma_{xy}$  são consideradas, com as seguintes definições das tensões nominais:

$$(\sigma_{xx})_n = \frac{F_x}{(A_x)_{eff}}; \quad (\sigma_{yy})_n = \frac{F_y}{(A_y)_{eff}}$$

$$(\sigma_{xy})_n = 0$$

$F_*$  é a força aplicada na direção considerada e  $(A_*)_{eff}$  representa a área efetiva da seção transversal da amostra, é definida como a área transversal mínima, perpendicular à respectiva direção de carregamento.

Observe que a respectiva área da seção transversal da área de teste considerada  $(A_*)_{ts}$  é geralmente menor do que a área efetiva da seção transversal:  $(A_*)_{ts} \leq (A_*)_{eff}$ .

O procedimento para investigar a compatibilidade da tensão é semelhante ao usado na primeira parte do critério. As mesmas "placas" concêntricas são

empregadas e as mesmas integrais são calculadas. A diferença é que agora, para cada tensão, não é o desvio padrão  $S$  (em relação à média) que é calculado, mas o desvio  $\hat{S}$  em relação à tensão nominal teoricamente determinado:

$$\hat{S}_{**}(p) = \left( \frac{1}{V(p)} \int_{-b}^b \int_{-p}^p \int_{-f(y,p)}^{f(y,p)} (\sigma_{**}(x, y, z) - (\sigma_{**})_n)^2 dx dy dz \right)^{1/2}$$

Novamente, o valor de desvio obtido é normalizado pela média  $\bar{\sigma}_{vm}(p)$  das tensões de Von Mises na "placa" considerada. Assim, a segunda parte do critério tem os seguintes componentes:

$$J_1 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{\hat{S}_{xx}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

$$J_2 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{\hat{S}_{yy}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

$$J_3 = \frac{100}{a} \int_0^a \frac{\hat{S}_{xy}(p)}{\bar{\sigma}_{vm}(p)} dp$$

A terceira parte do critério considera a localização e a importância da concentração de tensão ("zonas fracas"). O critério de Von Mises é usado para analisar esse problema. Uma "zona fraca", caracterizada pelo alto nível da tensão de Von Mises, que pode ser localizada procurando por  $(\sigma_{vm})_{max}$ . Os pontos assim determinados indicam onde ocorre o rendimento inicial. O rendimento inicial deve ocorrer de preferência no centro da área de teste, porque é lá onde a deformação é medida. O último componente  $K$  do critério leva isso em consideração por um valor que descreve a diferença entre  $(\sigma_{vm})_{max}$  e a média  $\bar{\sigma}_{vm}(a)$  das tensões de Von Mises dentro da área de teste, multiplicada por um fator de penalidade  $P$ :

$$K = \left( \frac{(\sigma_{vm})_{max}}{\bar{\sigma}_{vm}(a)} - 1 \right) P$$

O fator  $P$  pode adotar três valores diferentes dependendo da localização do ponto em  $(\sigma_{vm})_{max}$ :

-  $P = 0$ ;  $(\sigma_{vm})_{max}$  está situado dentro da "placa" caracterizada pelo comprimento específico  $a/2$ , isto é, na parte central da seção de teste. Nesse caso, o valor de  $K$  não é penalizado.

-  $P = 20$ ;  $(\sigma_{vm})_{max}$  encontra-se na área entre as duas "placas" de comprimento específico  $a/2$  e  $a$ , respectivamente. Representa a região da área de teste fora da parte central;  $K$  é pouco penalizado, porque o rendimento inicial ainda ocorre dentro da área de teste.

-  $P = 100$ ;  $(\sigma_{vm})_{max}$  aparece fora da área de teste, o que não é desejável. Isso explica o alto fator de penalidade.

Devido à descontinuidade da função  $P$ , o critério  $K$  não é diferenciável, o que pode causar problemas se os cálculos de gradiente forem necessários para os algoritmos de otimização empregados. Neste caso,  $P$  deve ser transformado em uma função diferenciável pelo uso de uma função mollifier.

Para cada caso considerado de carga  $l$ , os oito componentes  $(I_1 \dots I_4, J_1 \dots J_3, K)$  devem ser calculados e foi definida sua soma como o critério  $C_l$ :

$$C_l = \sum_{n=1}^4 I_n + \sum_{n=1}^3 J_n + K$$

De acordo com a aplicação do corpo de prova investigado, o critério  $C$  pode levar em consideração qualquer caso de carga desejado, através da imposição de qualquer forças ou deslocamentos na região de fixação do corpo de prova. O corpo de prova otimizado pode ser utilizado para qualquer taxa de carregamento no primeiro quadrante do plano  $(\sigma_x, \sigma_y)$ . O valor do critério  $C$  é determinado considerando os seguintes três casos de carregamento. Denotando as forças aplicadas por  $F_x, F_y$  e os deslocamentos aplicados por  $\Delta x, \Delta y$ . Os três casos são definidos da seguinte forma.

- L1: carga equibiaxial,  $F_y/F_x = 1$  ou  $\Delta y/\Delta x = 1$ . Para os materiais isotrópicos, as duas cargas levam à mesma razão de tensão nominal  $(\sigma_{yy})_n / (\sigma_{xx})_n = (A_x)_{eff} / (A_y)_{eff}$  dentro da área de teste. Por outro lado, os resultados são diferentes para materiais anisotrópicos, onde, usando o deslocamento imposto, a relação de tensão nominal depende também da variação da relação tensão-deformação do material. Quando  $(A_x)_{eff} / (A_y)_{eff} = 1$ , que é o caso mais comum adotado para corpo de prova cruciforme, a carga equibiaxial

produz o maior nível de tensão de Von Mises; Portanto, a localização das zonas críticas no espécime pode ser investigada.

- L2: carga biaxial,  $F_y/F_x = 0,5$  ou  $\Delta y/\Delta x = 0,4$ . Usando as forças aplicadas, a relação de tensão  $(\sigma_{yy})_n/(\sigma_{xx})_n$  dentro da área de teste é, para qualquer material, igual a  $0,5 \cdot (A_x)_{eff}/(A_y)_{eff}$ . O carregamento por meio de deslocamentos impostos resulta na relação  $(\sigma_{yy})_n/(\sigma_{xx})_n$  dependendo da lei constitutiva do material testado; em geral, a proporção dos deslocamentos impostos é menor que a proporção das tensões nominais.

- L3: Carga uniaxial,  $F_y/F_x = 0$  ou  $\Delta y = livre$ . Aqui, para qualquer material, qualquer tipo de carregamento resulta na mesma tensão nominal  $(\sigma_{yy})_n = 0$ . Os resultados podem ser comparados aos de um teste de tensão uniaxial usando um corpo de prova convencional, para avaliar a influência das partes que não estão submetidas a carga (por exemplo, os braços na direção y) e de uma possível zona de transição na uniformidade da distribuição da tensão na região central. Além disso, este caso permite a validade do princípio de superposição (decomposição da carga biaxial em duas cargas uniaxiais) para ser examinado o comportamento elástico linear.

Consequentemente, o valor final do critério C consiste na soma dos três casos de carga:

$$C = \sum_{l=1}^3 C_l$$

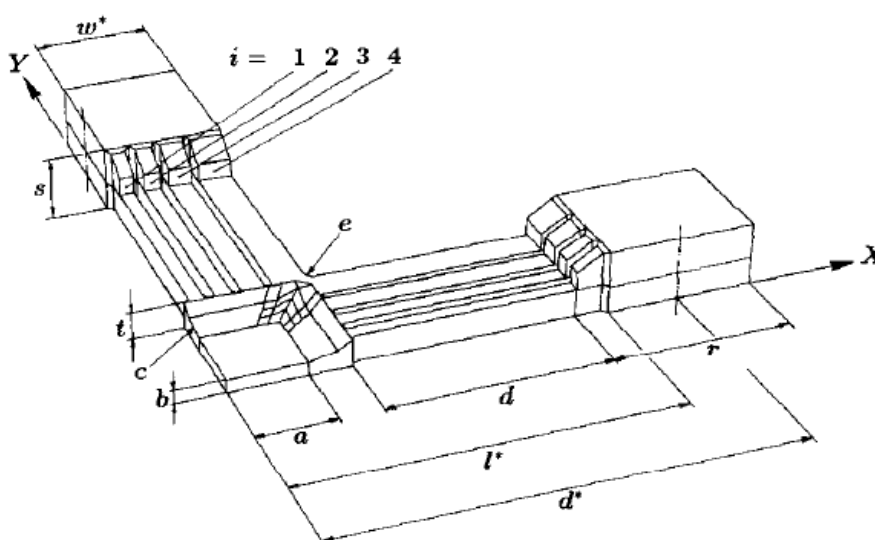
Após o desenvolvimento deste critério teórico para a avaliação da qualidade de um corpo de prova cruciforme, a sua aplicação numérica foi realizada com elementos finitos para avaliação dos critérios apresentados. (DEMMERLE; BOEHLER, 1993).

Logo, com a avaliação por elementos finitos, os autores realizaram o estudo em duas etapas, primeiro determinando uma geometria básica do corpo de prova. A melhor geometria básica é utilizada na segunda etapa, descrevendo todos os parâmetros da geometria, nos dois casos foram utilizados os menores valores dos critérios descritos anteriormente.



Os autores utilizaram para o estudo da geometria, sete projetos de corpo de prova já apresentados na literatura, com o intuito de comparar os resultados da literatura com o do corpo de prova otimizado pelos autores. Na Figura 56, é apresentado  $\frac{1}{4}$  do corpo de prova, utilizado no método de elementos finitos, com todos os parâmetros utilizados no processo de otimização.

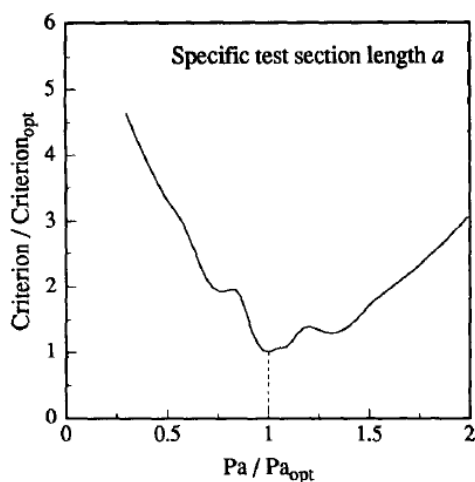
Figura 56 Ilustração do modelo de elementos finitos com seus parâmetros utilizados para o processo de otimização.



Fonte: (DEMMERLE; BOEHLER, 1993)

Com a análise do corpo de prova otimizado, foi gerado o gráfico da influência dos critérios para cada dimensão, por exemplo, o da Figura 57, com relação à dimensão  $a$ .

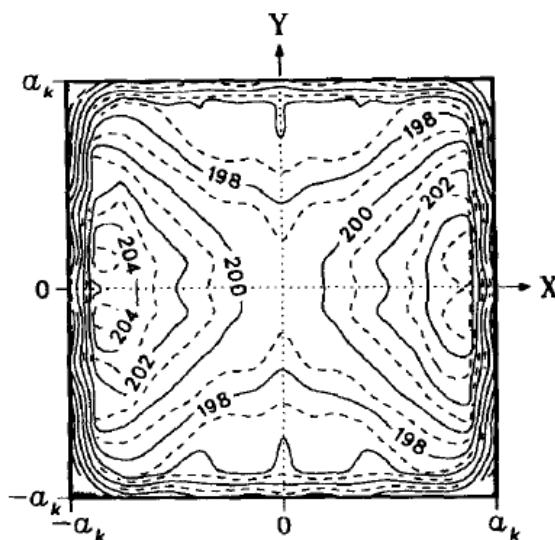
Figura 57 Influência do parâmetro de geometria  $a$  (comprimento específico da área de teste), no valor do critério C.



Fonte: (DEMMERLE; BOEHLER, 1993)

Também foi apresentado gráfico da distribuição da tensão na área de teste dos corpos de prova estudado, na Figura 58 é demonstrado um desses resultados, do campo de tensão, com as linhas de valores de tensão iguais, também chamadas de linhas "isostress".

Figura 58 Linhas de "isostress" para  $\sigma_{xx}$  dentro da área de teste do corpo de prova, material elástico isotrópico, carga equibiaxial; passo entre duas linhas: 1 MPa. (espessura 13 mm).



Fonte: (DEMMERLE; BOEHLER, 1993)

Na aplicação em materiais isotrópicos, o desempenho dos corpos de prova otimizados foram melhores que os da literatura. Os campos de tensão e

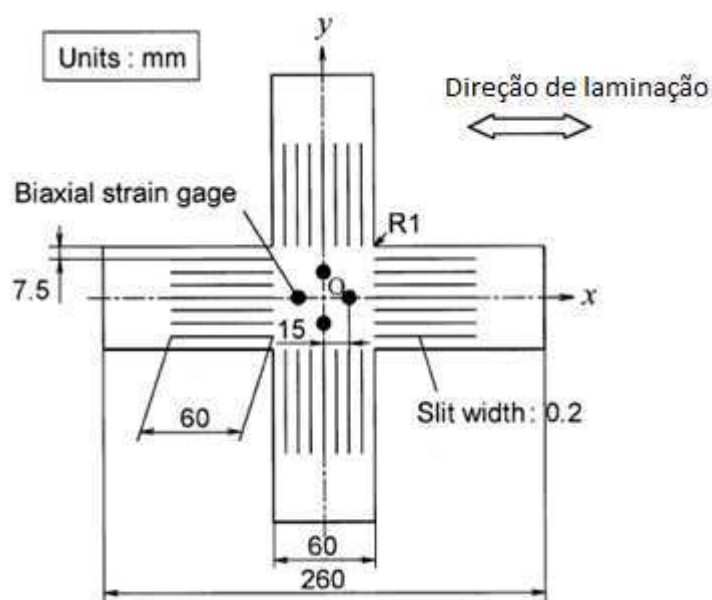
deformação na área de teste central exibiram uma excelente homogeneidade e compatibilidade das tensões calculadas com as tensões nominais.

### 5.6. Corpo de prova proposto por Kuwabara, Ikeda e Kuroda 1998

Neste trabalho os autores propuseram um corpo de prova cruciforme com fendas nos braços, conforme alguns trabalhos na literatura já tinham apresentado, como o demonstrado na seção 5.3 e 5.5, porém o corpo de prova apresentado não houve redução da espessura da área central.

O principal objetivo deste trabalho foi esclarecer experimentalmente o comportamento da deformação elástico-plástico de uma chapa de aço com baixo teor de carbono submetido à tensão biaxial. O aço utilizado foi laminado a frio e possui 0,8mm de espessura. O formato do corpo de prova é demonstrado na Figura 59. Pode-se notar além das medidas utilizadas, o posicionamento dos extensômetros nos dois eixos, para verificar a deformação proveniente de cada “braço” do corpo de prova. A área central de teste possuiu a dimensão de 60 x 60 mm.

Figura 59 Corpo de prova cruciforme para ensaio de tração biaxial proposto por Kuwabara, Ikeda e Kuroda.

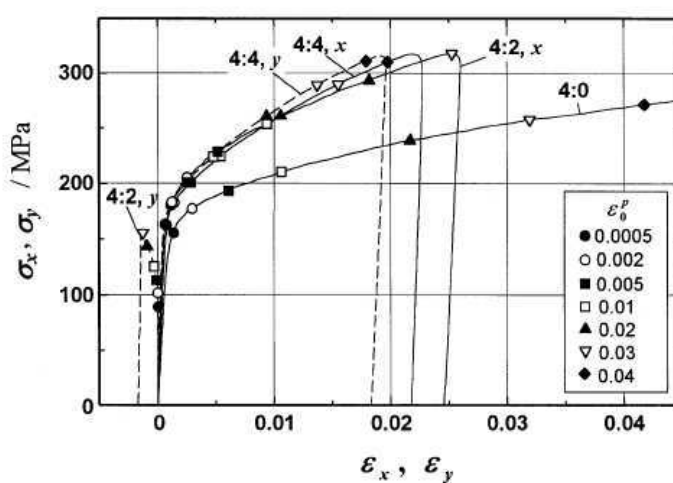


Fonte: (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998)

Na realização do ensaio, foi aplicado os seguintes carregamentos proporcionais nos eixos (X,Y): 4:0, 4:2, 4:4. O carregamento proporcional foi apresentado pelos autores para demonstrar a diferença de carregamento em cada eixo do corpo de prova. O carregamento unidirecional (4:0) foi realizado para

comparação com os dados biaxiais. Na Figura 60, apresenta o gráfico tensão-deformação para as proporções utilizadas no ensaio. Nota-se que os carregamentos biaxiais (4:2 e 4:4) não houve diferença significativa, mas a curva referente a 4:2 no eixo x ficou entre o carregamento 4:0 e 4:4 como esperado. A curva referente à 4:2 no eixo y não apresenta dados significativos, pois o autor relatou erro de leitura.

Figura 60 Curva tensão-deformação logarítmica para diferentes proporções de carregamento

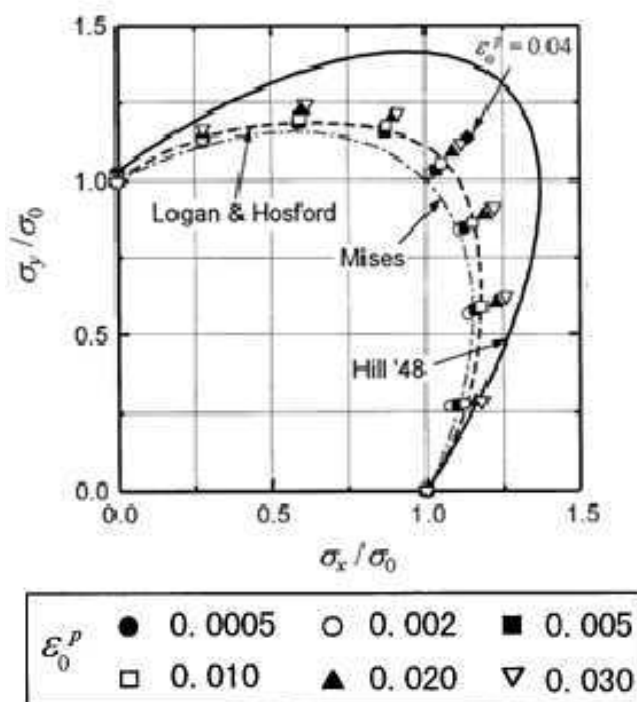


Fonte: (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998)

No gráfico, as curvas que representam o ensaio biaxial (4:4 e 4:2), tem valores de tensão maiores se comparado a curva de ensaio uniaxial (4:0) pra uma determinada deformação. O que demonstra que a interação das tensões aplicadas em duas direções ocasiona um aumento na resistência à deformação devido a restrição de deslocamento do material.

Também foi apresentada no trabalho a comparação dos dados obtidos de deformação plástica com os critérios de Von mises, Hill e Logan & Rosford. Conforme a Figura 61.

Figura 61 Comparação dos pontos experimentais com o ponto de ruptura dos critérios de Hill, Mises e Logan & Hosford.

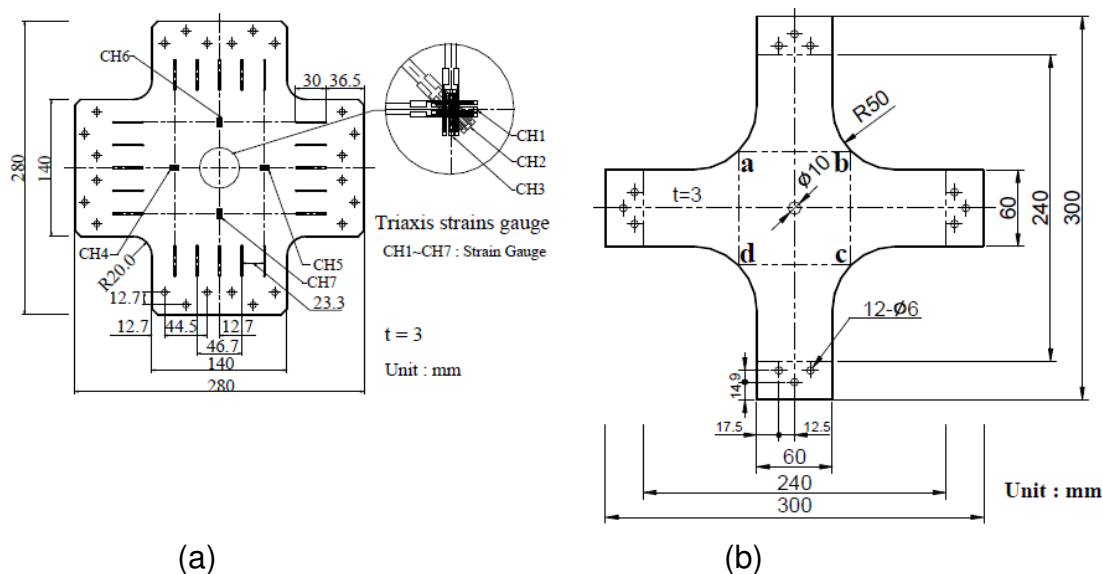


Fonte: (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998)

### 5.7. Corpo de prova desenvolvido por Shimamoto, Shimomura e Nam 2003

Os autores neste trabalho utilizaram chapas de alumínio 2024-T3 com 3mm de espessura na construção do corpo de prova. As dimensões do corpo de prova bem como o posicionamento dos extensômetro podem ser conferidas na Figura 62 a. Além de utilizar extensômetro para fazer a leitura de deformação no corpo de prova, os autores também utilizaram sistema de fotoelasticidade, mas em outro tipo de corpo de prova, apresentado na Figura 62 b. Nota-se que neste corpo de prova foi realizado um furo no centro da área de teste, para funcionar como um concentrador de tensão, podendo avaliar o comportamento do campo de tensão em torno do furo. Foi utilizado sensores de fibra ótica no eixo dos atuadores para leitura de velocidade de carregamento.

Figura 62 Corpo de prova utilizado pro Shimamoto, Shimomura e Nam.

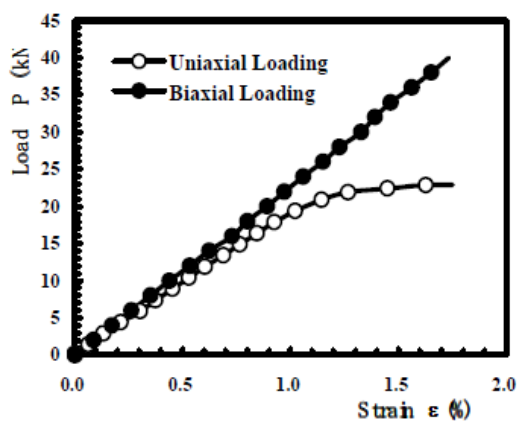


Fonte: (SHIMAMOTO; SHIMOMURA; NAM, 2003)

Foram realizados ensaios uniaxiais para aquisição de dados e posterior comparação aos dados do ensaio biaxial. Os ensaios biaxiais foram estáticos e dinâmicos. Com variação na proporção de carga nos eixos de 1:1, 2:1 e 4:1.

O primeiro resultado apresentado é o gráfico de Carga x Deformação, no ensaio uniaxial e biaxial, Figura 63. Podemos notar que no ensaio biaxial o material se comportou como esperado, aumentando sua resistência para uma mesma deformação em comparação ao ensaio uniaxial.

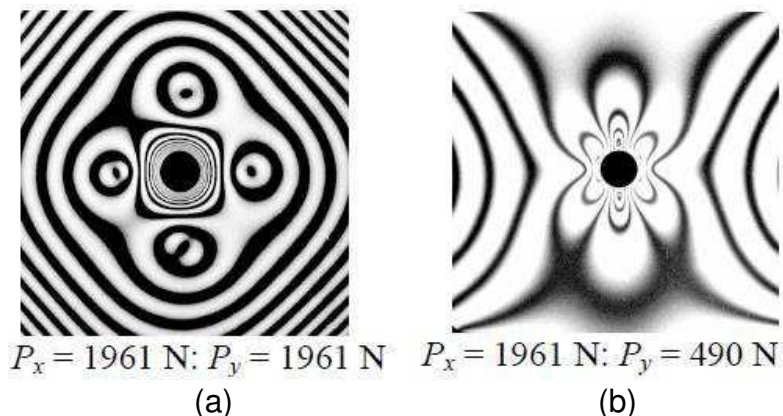
Figura 63 Relação entre carga e deformação em condição de carga uniaxial e biaxial.



Fonte: (SHIMAMOTO; SHIMOMURA; NAM, 2003)

No corpo de prova que utilizou sistema de fotoelásticidade, o comportamento do campo de deformação na área de teste teve grande mudança para carregamento biaxial 1:1 e 4:1. Figura 64, a e b respectivamente. Nota-se a diferença nas zonas isocromáticas que identificam a diferença de deformação.

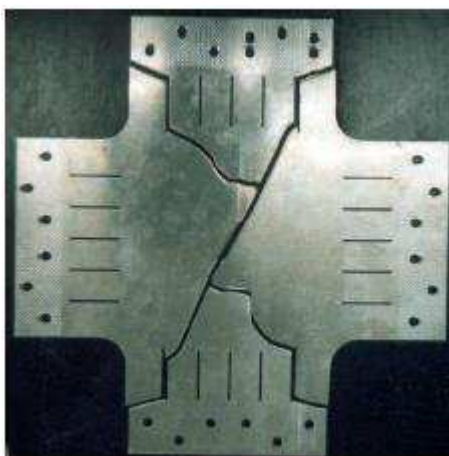
Figura 64 Padrões de região fotoelástica para carregamento biaxial.



Fonte: (SHIMAMOTO; SHIMOMURA; NAM, 2003)

Para o carregamento dinâmico, onde ocorre aplicação de carga em um curto espaço de tempo, o corpo de prova da Figura 62 a, teve um entalhe feito no centro da área de teste, com um ângulo de  $45^\circ$  dos eixos. Ao longo do ensaio, a fratura caminhou a partir do entalhe e percorrendo as regiões intermediárias entre os braços, com formato quase simétrico, confirmando a região de maior tensão. Figura 65.

Figura 65 Resultado do ensaio biaxial dinâmico.

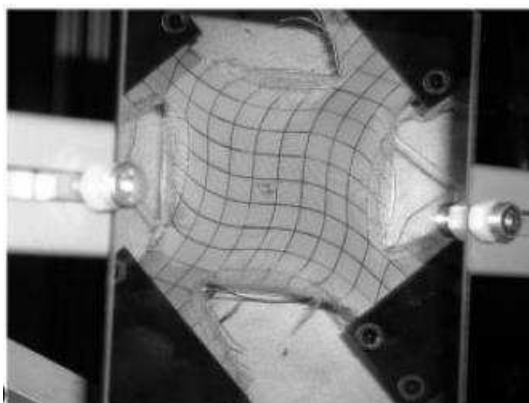


Fonte: (SHIMAMOTO; SHIMOMURA; NAM, 2003)

### **5.8. Corpo de prova com sistema quadriculado para verificar deformação apresentado por Rohr , Harwick e Nahme 2005.**

Neste trabalho os autores utilizaram o tecido fabricado em poliamida para os corpos de prova, este tecido é utilizado em air-bag automotivo. Nesse quesito, para obter os dados de deformação no corpo de prova foi utilizado câmeras e desenhado na área central do corpo de prova, linhas perpendiculares, conforme se pode ver na Figura 37 antes da realização do ensaio e na Figura 66 após o ensaio. Onde a partir da filmagem, foi verificado o deslocamento das linhas indicando a deformação na área. Também foi utilizado sensores de deslocamento em cada garra, para comparar com os resultados obtidos das linhas na área central.

Figura 66 Deformação ocorrida no corpo de prova após o ensaio.



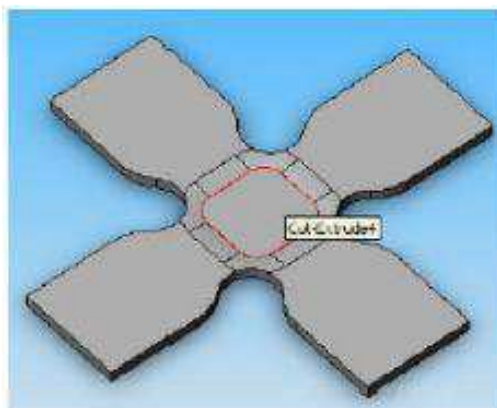
Fonte: (ROHR; HARWICK; NAHME, 2005)

### **5.9. Corpo de prova projetado por Bhatnagar *et al* 2007**

A partir do desenvolvimento do dispositivo de ensaio biaxial no trabalho (BRIEU; DIANI; BHATNAGAR, 2007), os autores pesquisaram um corpo de prova para ser utilizado durante os ensaios. A dificuldade de obter um compósito, objeto de estudo neste trabalho, em formado laminar e que possua propriedades quase isotrópicas, pode interferir nos resultados esperados, como obter rompimento na área de teste. Após análise nas teorias de falha dos materiais e formatos de corpo de prova na literatura, os autores escolheram a geometria apresentada na Figura 67.



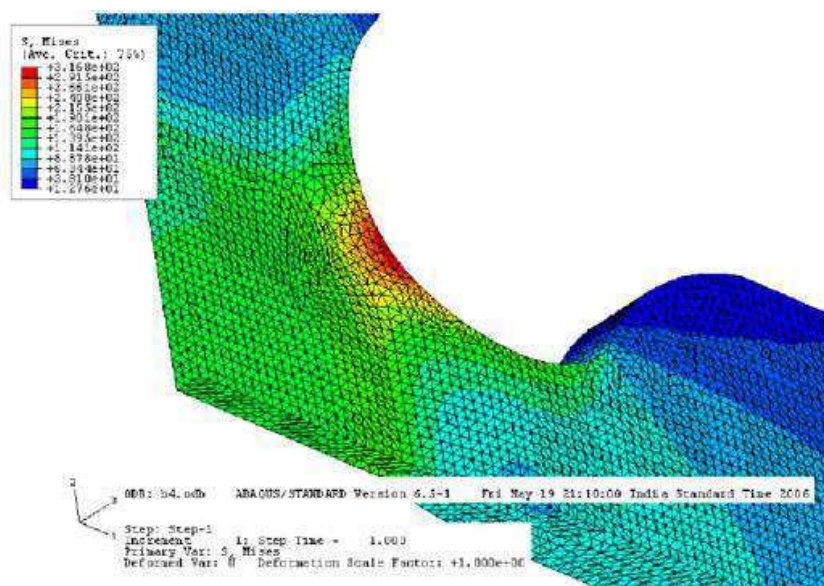
Figura 67 Formato do corpo de prova escolhido.



Fonte: (BRIEU; DIANI; BHATNAGAR, 2007)

Para a fabricação do corpo de prova foi utilizado poliamida reforçada com fibra de vidro curta (33% de fibra). Foi realizada simulação por elementos finitos, para avaliar os resultados esperados para o ensaio, Figura 68. A simulação demonstrou que a falha iniciaria no raio entre os braços (região de maior tensão em vermelho). Interessante notar que neste trabalho, os autores não analisaram esse fato como defeito, apontado na seção 5.5 como característica que deve ser evitada.

Figura 68 Simulação da geometria do corpo de prova.

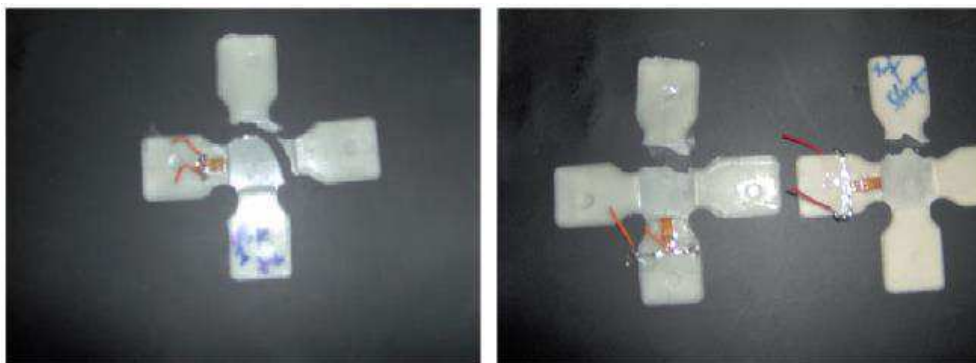


Fonte: (BRIEU; DIANI; BHATNAGAR, 2007)

Com a realização dos ensaios, como previsto na simulação, houve falha dos corpos de prova a partir do raio entre os braços, a fratura propaga um pouco para o

interior a área de teste, Figura 69. Logo os autores concluíram que o dispositivo desenvolvido estava validado.

Figura 69 Corpos de prova após a realização do ensaio.



Fonte: (BRIEU; DIANI; BHATNAGAR, 2007)

#### **5.10. Requisitos para corpo de prova cruciforme descritos por Hannon e Tiernan 2008**

Neste trabalho, os autores fizeram um levantamento na literatura, de forma resumida, por se tratar de um artigo científico. Analisaram-se os corpos de prova que foram apresentados até então. Fazendo uma análise das características que os pesquisadores procuraram em cada projeto.

Como resultado dessa pesquisa, os autores listaram os requisitos que um corpo de prova deve possuir para melhorar a aquisição de dados. De início deve ser evitado nos ensaios com corpo de prova cruciforme é o rompimento a partir dos cantos entre dois braços. Para evitar esse efeito, foram adotadas duas opções, a primeira aumentando o raio entre os dois braços, reduzindo a concentração de tensão nessa área, a segunda opção é reduzindo a espessura da área de teste, facilitando sua deformação plástica, uma solução muito eficaz como visto anteriormente.

Os autores também apontaram que é ideal uma grande região de tensão/deformação uniforme no centro da área de teste. Para facilitar a aquisição de dados e evitar uma grande variação da deformação que pode prejudicar leitura real da resistência do material. Para melhorar essa distribuição, a introdução de

fendas nos braços do corpo de prova melhorou significativamente essa distribuição, pois diminui a influencia da rigidez dos braços na deformação do corpo de prova.

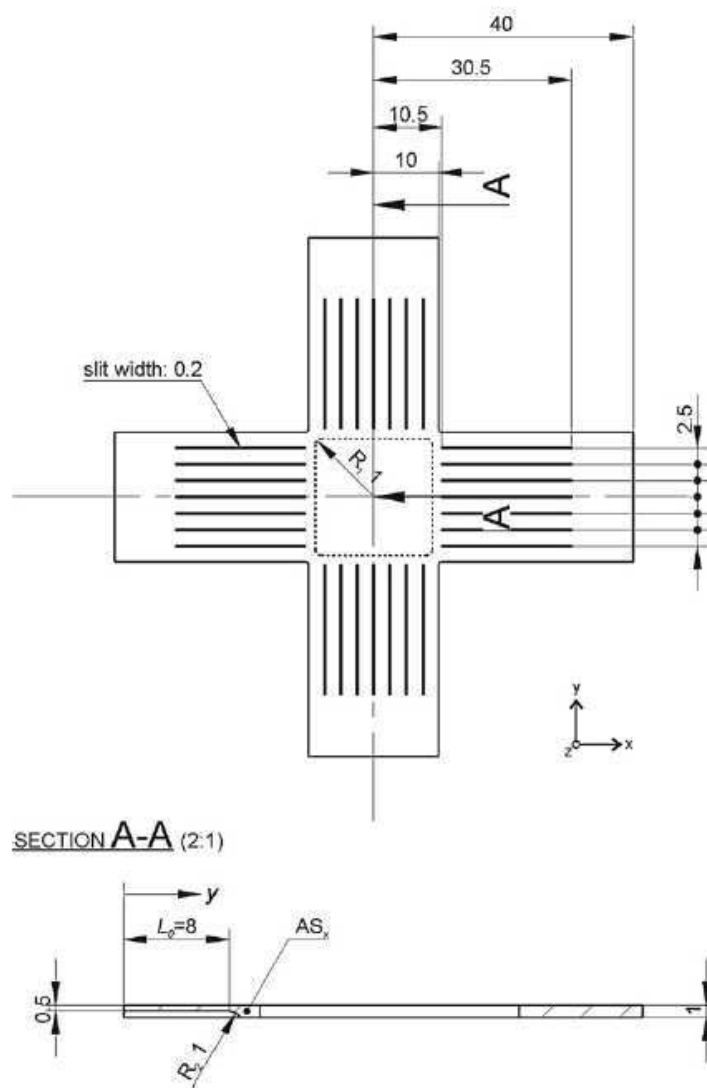
O ponto principal dos ensaios biaxiais é a leitura da deformação precisa do corpo de prova. Segundo os autores, boa parte dos pesquisadores usaram extensômetros montados na área central, fornecendo uma serie de pontos que são utilizados para estabelecer o campo de deformação, mas esse método tem algumas limitações, pois algum perfil da geometria próxima ao extensômetro pode interferir na leitura, e conseqüentemente no calculo do campo de tensão. Outros pesquisadores utilizaram sistemas sem contato, como sistema de câmera, sendo este um método automático de obtenção do campo de tensão e deformação.

#### **5.11. Corpo de prova apresentado por Merklein e Biasutti 2013**

Neste trabalho, os autores desenvolveram um corpo de prova para validação da máquina apresentada na seção 4.1.7, utilizando um corpo de prova cruciforme, levando em consideração as recomendações apresentadas no artigo do pesquisador Hannon comentado na seção 5.10.

A geometria do corpo de prova teve como base a apresentada na seção 5.4, mas os autores fizeram algumas modificações com base nas simulações realizadas para a liga de alumínio AA6016. Chegando a geometria final apresentada na Figura 70. Neste ponto o autor comenta sobre uma geometria que seria apresentada na norma ISO/CD 16842:2014 que ainda não tinha sido oficialmente apresentada, mais que tem como base a geometria apresentada por (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998).

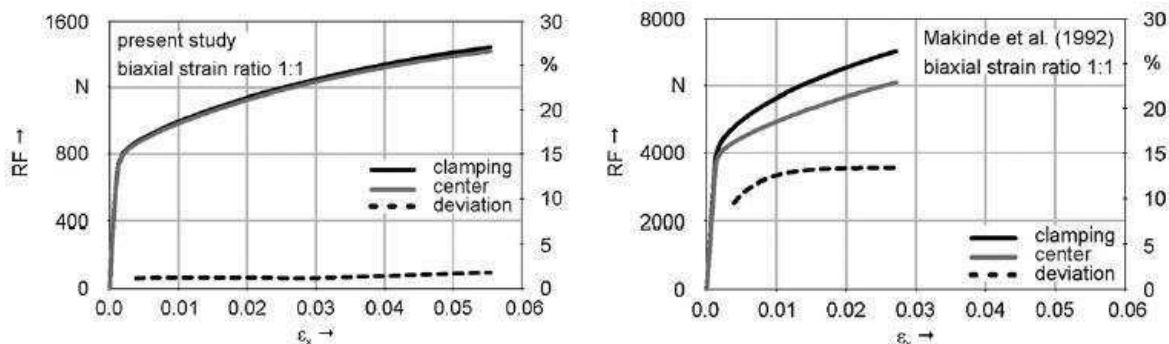
Figura 70 Geometria do corpo de prova de Makinde e Biasutti.



Fonte: (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013)

Com os resultados obtidos na simulação, os autores compararam o corpo de prova com o apresentado na seção 5.4. Com o gráfico de força x deformação na região transversal a área central e na região transversal do braço do corpo de prova. Nota-se na Figura 71, que o desvio padrão (linha pontilhada) obtido pela amostra apresentado no trabalho de Merklein foi bem menor que o apresentado pelo corpo de prova de Makinde (1992) apresentado na seção 5.4. Representando uma pequena diferença de força aplicada nessas áreas, isso significa que as cargas apresentadas pelas células de carga no momento do ensaio podem ser usadas para cálculo da tensão na área central, sem a necessidade de correção.

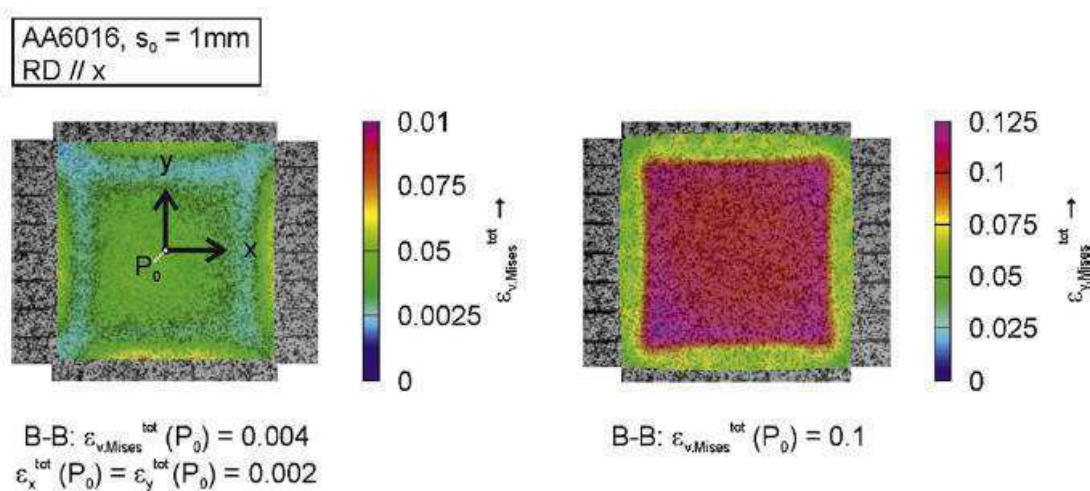
Figura 71 As forças de reação por deformação. Merklein (esquerda) e Makinde (direita).



Fonte: (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013)

Para a realização do ensaio, os autores utilizaram duas células de carga, uma em cada eixo, e para medição do campo de deformação usaram um sistema de mapeamento óptico ARAMIS. Como resultado do ensaio foi demonstrado de forma qualitativa os campos de deformação efetivos obtido pelo ARAMIS para duas diferentes tensões efetivas de Von Mises no centro da amostra. As cargas foram equibiaxiais. Figura 72.

Figura 72 Campo de deformação efetiva de Von Mises obtida por ARAMIS para duas diferentes tensões efetivas Von Mises.  $P_0$  de 0,004 (esquerda) e 0,1 (direita), respectivamente.

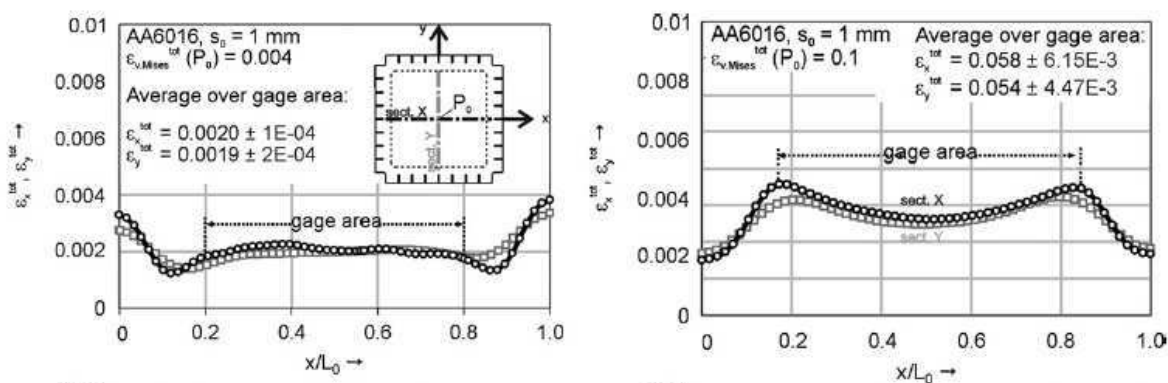


Fonte: (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013)

É notável a boa distribuição da deformação, quase homogênea. Esses dados podem ser verificados conjuntamente com o gráfico apresentado na Figura 73, onde temos a leitura da deformação ao longo dos dois eixos da amostra

apresentadas na Figura 72. Os autores informaram que nos três corpos de prova que utilizaram nos ensaios, houve uma boa reprodução dos dados obtidos, validando assim a geometria proposta e a máquina projetada.

Figura 73 Distribuição da deformação ao longo dos eixos do corpo de prova.



Fonte: (MERKLEIN; BIASUTTI, 2013)

## 5.12. Otimização da geometria do corpo de prova apresentado por Hanabusa, Takizawa e Kuwabara 2013

A pesquisadora Hanabusa, do grupo de pesquisa do pesquisador Dr. Kuwabara, com o apoio da Industrial Technology Development Organization e membros do Committee on Standardization of Biaxial Stress Test Method, desenvolveram o trabalho no artigo analisado, para aperfeiçoar a geometria de um corpo de prova, visando à criação da primeira norma para corpo de prova cruciforme utilizado em ensaio biaxial. Trabalho foi à base para à criação da norma ISO 16842:2014.

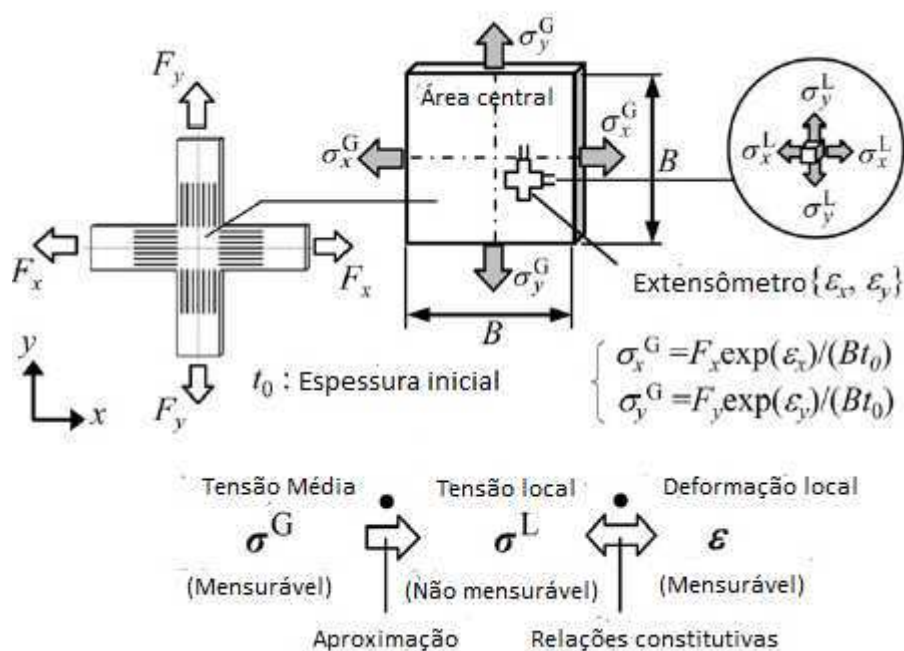
Inicialmente os autores realizam uma revisão na literatura, separando os corpos de prova com redução da espessura na área central (tipo A) e os que não possuem redução de espessura (tipo B). Fazendo a observação que independente da geometria (tipo A ou B), ambos apresentam dificuldade de produzir um campo de tensão uniforme na área central do corpo de prova. Porém, considera o corpo de prova do tipo B, o mais promissor na realização do ensaio biaxial, por possuir um custo de fabricação menor, pois a redução da espessura na área central é de difícil usinagem.

Logo, os autores escolheram o corpo de prova apresentado na seção 5.6, para análise de melhoria nos parâmetros de geometria do corpo de prova e

encontrar a melhor posição para realizar a medição da deformação na área de teste, visando diminuir o erro de mensurar o campo de tensão. Com base no método de elementos finitos usando o critério de falha de Von Mises.

Usando a ilustração conceitual, Figura 74, para avaliar o erro de medição da tensão, supõe-se que os componentes da deformação biaxial na área de teste são medidos em um único ponto usando um extensômetro.

Figura 74 Ilustração esquemática da tensão média  $\sigma^G$  e tensão local  $\sigma^L$ .



Fonte: (HANABUSA; TAKIZAWA; KUWABARA, 2013)

Para determinar a relação tensão-deformação em materiais sujeitos a tensão biaxial, é fundamental mensurar os componentes de tensão local  $\sigma^L \equiv (\sigma_x^L, \sigma_y^L)$  na posição em que os componentes da deformação  $(\epsilon_x, \epsilon_y)$  são medidos. No entanto, os componentes de tensão mensuráveis no ensaio de tração biaxial são as tensões médias  $\sigma^G \equiv (\sigma_x^G, \sigma_y^G)$ , determinadas pela divisão das forças de tração biaxiais  $(F_x, F_y)$ , pelas respectivas áreas transversais em cada lado na área central.

O requisito mais importante para estabelecer uma alta precisão no método de ensaio biaxial é fazer o valor de  $\sigma^G$  se aproxima o máximo de  $\sigma^L$ . Como  $\sigma^L$  não pode ser medido diretamente em um ensaio real, é possível estimar seu valor

através do método de elementos finitos. (HANABUSA; TAKIZAWA; KUWABARA, 2013).

Os autores estimaram o erro  $e_s$ , que indica o quão próximo de  $\sigma^L$  está  $\sigma^G$ . Para isto, foi calculado o valor de  $\sigma^G$ , através da Equação:

$$\sigma_x^G = \frac{F_x \exp(\varepsilon_x)}{Bt_0}$$

$$\sigma_y^G = \frac{F_y \exp(\varepsilon_y)}{Bt_0}$$

Onde ( $F \exp(\varepsilon)$ ) é a força experimental indicada pela célula de carga, ( $B$ ) a largura da área central do corpo de prova e ( $t_0$ ) a espessura do corpo de prova, ficando ( $Bt_0$ ) como a área transversal de cada lado onde atua a força de carregamento, indicados na Figura 74. Assumindo uma deformação uniforme da área central e volume constante, o erro  $e_s$  de medição da tensão é definido da seguinte forma:

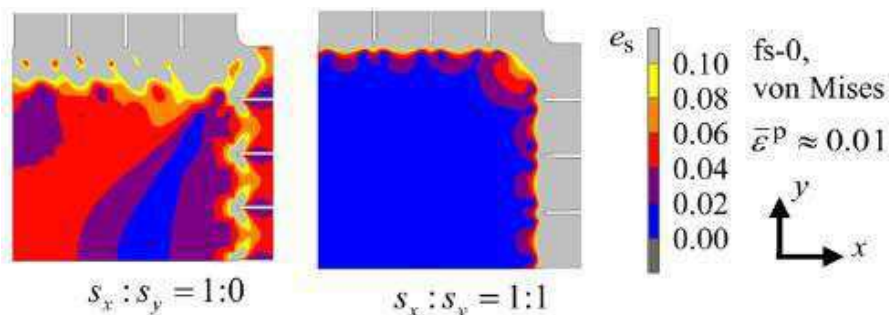
$$e_s = \frac{|\sigma^G - \sigma^L|}{|\sigma^L|} = \frac{\sqrt{(\sigma_{ij}^G - \sigma_{ij}^L)(\sigma_{ij}^G - \sigma_{ij}^L)}}{\sqrt{(\sigma_{kl}^L \sigma_{kl}^L)}}$$

Onde se assume  $\sigma_{12}^G = \sigma_{23}^G = \sigma_{31}^G = \sigma_{33}^G = 0$  e  $\sigma_{23}^L = \sigma_{31}^L = \sigma_{33}^L = 0$  (para o caso de elementos da tensão plana). Com as fórmulas definidas, os autores iniciaram uma análise por elementos finitos, aplicando as proporções de carga 1:0, 4:1, 2:1, 4:3 e 1:1, e os dados do aço utilizado no trabalho (KUWABARA; IKEDA; KURODA, 1998), rastreando a posição, onde o erro  $e_s$  será mínimo, encontrando a posição ideal de leitura da deformação.

Na Figura 75, apresenta a diferença na distribuição do erro  $e_s$  de medição para tensão nominal ( $S_x, S_y$ ) de proporção de carga 1:0 e 1:1 para deformação plástica de 0,01. Onde no carregamento equibiaxial (1:1) os valores de  $e_s$  são pequenos e com distribuição uniforme, no carregamento uniaxial (1:0) os valores de  $e_s$  são bem maiores e com grande variação de valores.



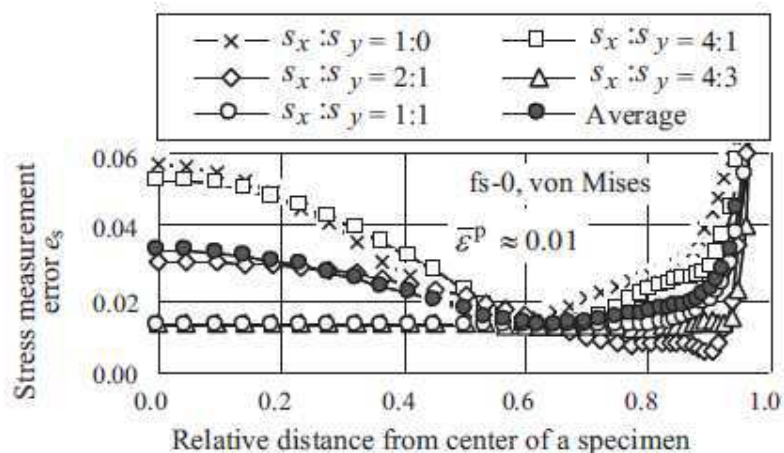
Figura 75 Distribuição do erro de medição da tensão na área de teste.



Fonte: (HANABUSA; TAKIZAWA; KUWABARA, 2013)

Apesar da diferença de valores de  $e_s$  para os diferentes tipos de carregamento, deve-se possuir uma posição ótima para todas as situações, logo se plotou um gráfico com os valores de  $e_s$  ao longo do eixo X a partir do centro, usando a variável para a distância do extensômetro a partir do centro,  $\lambda \equiv x/(B/2)$ , onde  $\lambda = 0$  é a posição no centro e  $\lambda = 1$  a posição na borda da área central, no gráfico apresenta todas as proporções de carregamento. Figura 76.

Figura 76 Efeito da taxa de carga  $s_x : s_y$  e da posição da leitura da deformação  $\lambda$  na leitura do erro  $e_s$ .



Fonte: (HANABUSA; TAKIZAWA; KUWABARA, 2013)

Analisando o gráfico, nota-se a tendência dos valores de  $e_s$  se aproximarem de uma medida comum, independente da proporção de carga, logo para a utilização de um medidor de deformação, é necessária uma área finita. Portanto, recomenda-se colocar o extensômetro entre  $0,6 \leq \lambda \leq 0,8$ . (HANABUSA; TAKIZAWA; KUWABARA, 2013).

Também houve análise com relação à influência dos seguintes parâmetros geométricos no valor de  $e_s$ . Número de fendas em cada braço; comprimento da

fenda; espessura da fenda; espessura do corpo de prova e o raio entre os braços. Logo, para valores de  $e_s$  menores que 2%, foram encontrados os seguintes resultados:

- A espessura  $t_0$  do corpo de prova inferior a  $0,08B$ , onde  $B$  é a largura da área central. Por exemplo  $t_0 \leq 2,4mm$  para  $B = 30mm$ .

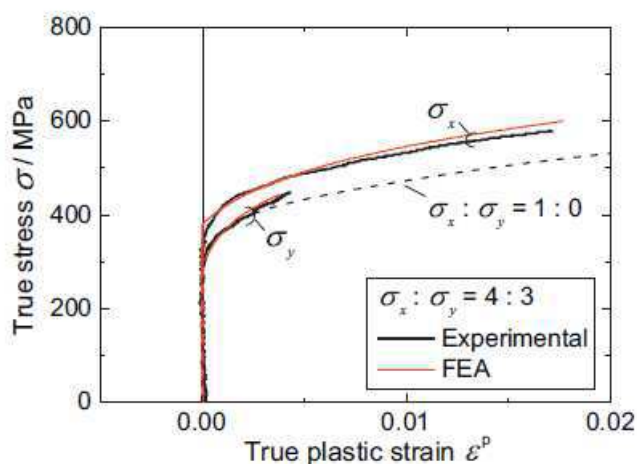
- Com relação às fendas em cada braço, o número de fendas  $N \geq 7$ ; o comprimento das fendas  $L \geq B$  e a espessura da fenda  $w_s \leq 0,01B$ .

- O efeito do raio  $R$  no  $e_s$  é pequeno quando está na faixa de  $0,0034 \leq R/B \leq 0,1$

- Os componentes da deformação biaxial devem ser medidos na posição da linha central do corpo de prova, paralelamente à direção máxima da força, a uma distância de aproximadamente  $0,35B$  do centro da área central.

Como forma de validar os resultados encontrados, foi fabricado um corpo de prova e realizado o ensaio de tração biaxial com proporção de carga  $\sigma_x : \sigma_y = 4 : 3$ , dentro dos parâmetros propostos por este trabalho. Na figura 77, temos o gráfico tensão x deformação, comparando os resultados da simulação de elementos finitos e o ensaio realizado. As medições do ensaio obtiveram um resultado condizente com as simulações e os resultados são válidos.

Figura 77 Gráfico Tensão x Deformação com resultados experimentais e de simulação (FEA)



Fonte (HANABUSA; TAKIZAWA; KUWABARA, 2013).

## **6. TRABALHOS PUBLICADOS NO BRASIL REFERENTE A ENSAIO BIAIXIAL**

Com a pesquisa na literatura, se buscou trabalhos de pesquisadores brasileiros na área de tensão biaxial, como é uma área pouco explorada, foram encontrados poucos trabalhos voltados à tensão biaxial, mas nenhum que trabalhou exclusivamente com corpo de prova cruciforme.

A seguir, são apresentados os principais trabalhos que envolveram estado biaxial.

### **6.1. Influência do tamanho de grão na instabilidade plástica de chapas submetidas a tensões biaxiais por Bruno Costa 2008**

Neste trabalho, foi avaliada a influência do tamanho do grão, na instabilidade plástica de chapas metálicas submetidos ao estado de tensão biaxial. Propondo uma equação similar a de Hall-Petch para avaliar a quantidade máxima de deformação suportada para os materiais AISI 1020, Latão Cu63Zn37 e alumínio liga 5052-H32. (COSTA, 2008).

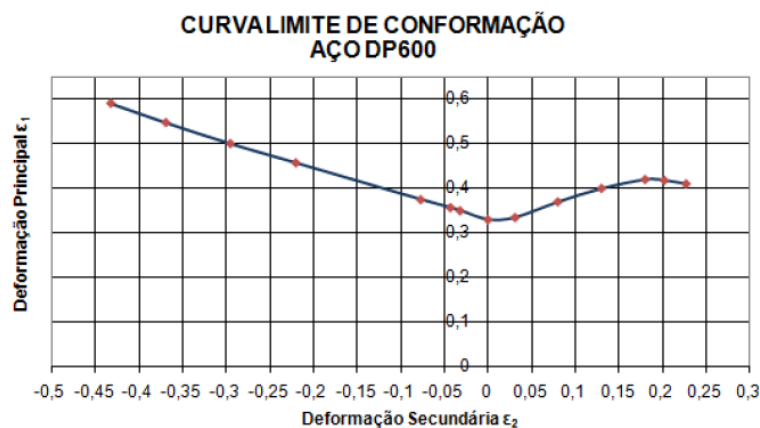
Apesar de o autor fazer a análise para o estado de tensão biaxial utilizando análise das equações constitutivas do material, experimentalmente foi utilizado o ensaio de tração uniaxial para avaliar a microestrutura dos materiais.

### **6.2. Análise da fratura em chapas de aço submetidas a vários estados de tensão por Tigrinho 2011**

Este trabalho foi uma tese de doutorado, onde o autor avaliou a fratura da chapa de aço de alta resistência DP600, para vários estados de tensão, uniaxial e biaxial através dos ensaios de tração e estampagem (embutimento e estiramento).

Para a obtenção do estado plano de tensão, o autor usou o embutimento, conforme demonstrado na Figura 16 e estampagem por punção hemisférico como na Figura 17 c, seguindo o método de ensaio de estampagem Nakazima. Fazendo sua caracterização de estampagem através da curva limite de conformação, apresentado na Figura 78 e o diagrama limite de conformação. E análise das fraturas obtidas nos corpos de prova.

Figura 78 Curva Limite de Conformação do aço DP600, obtida através do ensaio estampagem de Nakazima.



Fonte: (TIGRINHO, 2011)

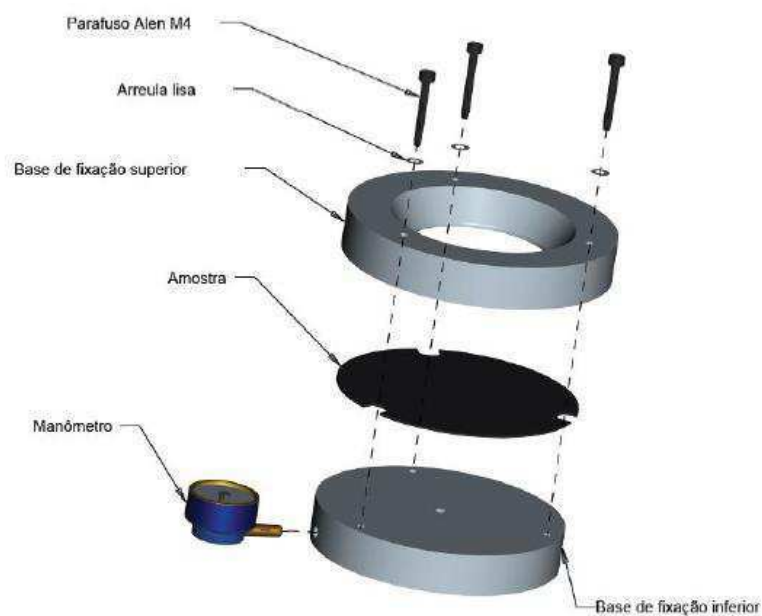
### 6.3. Ensaio de tração biaxial por inflação para caracterização de borrachas por Silva 2014

Na dissertação apresentada pelo autor, fez uma avaliação do ensaio de tração biaxial por inflação, que consiste na aplicação de pressão em uma amostra, formando uma semiesfera, conforme Figura 17 c, para caracterização das propriedades mecânicas da borracha.

O autor faz todo um levantamento bibliográfico para os ensaios utilizados na caracterização da borracha, onde se utiliza principalmente o ensaio de tração biaxial por inflação de membrana fina e o ensaio biaxial por tração em amostras planas similar ao ensaio em corpo de prova cruciforme. Além das formulações matemáticas para caracterização dos materiais estudados.

O autor também apresenta o esquema do dispositivo que foi utilizado no ensaio por inflação, Figura 79. Onde uma amostra do material em formato de disco é fixada entre duas peças, onde por uma entrará o ar comprimido para inflar o matéria.

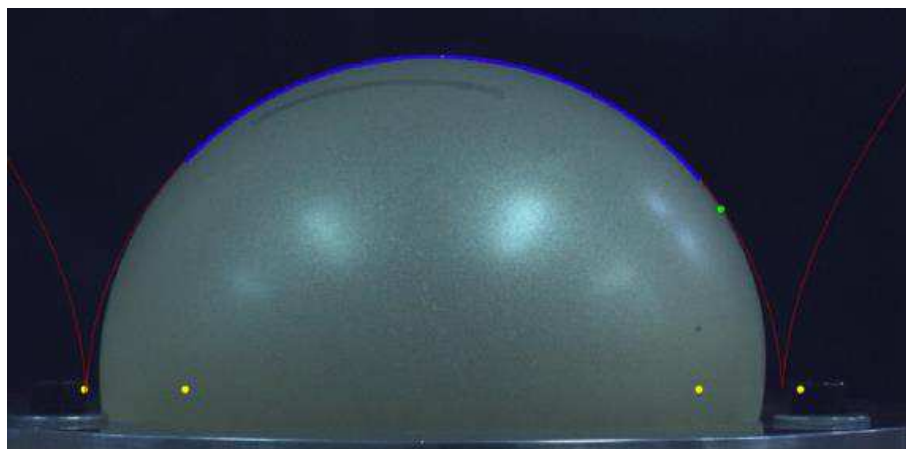
Figura 79 Vista explodida esquemática do arranjo dos principais componentes do dispositivo.



Fonte: (SILVA, 2014)

Um código computacional foi desenvolvido para identificação de parâmetros da amostra deformada através de aquisição de imagem, Figura 79. A validação da metodologia foi realizada tanto através de análises numéricas por elementos finitos como através de ensaios experimentais realizados em laboratório.

Figura 80 Imagem de bolha gerada durante ensaio de inflação e marcação das variáveis de interpolação sobre a superfície de contorno.



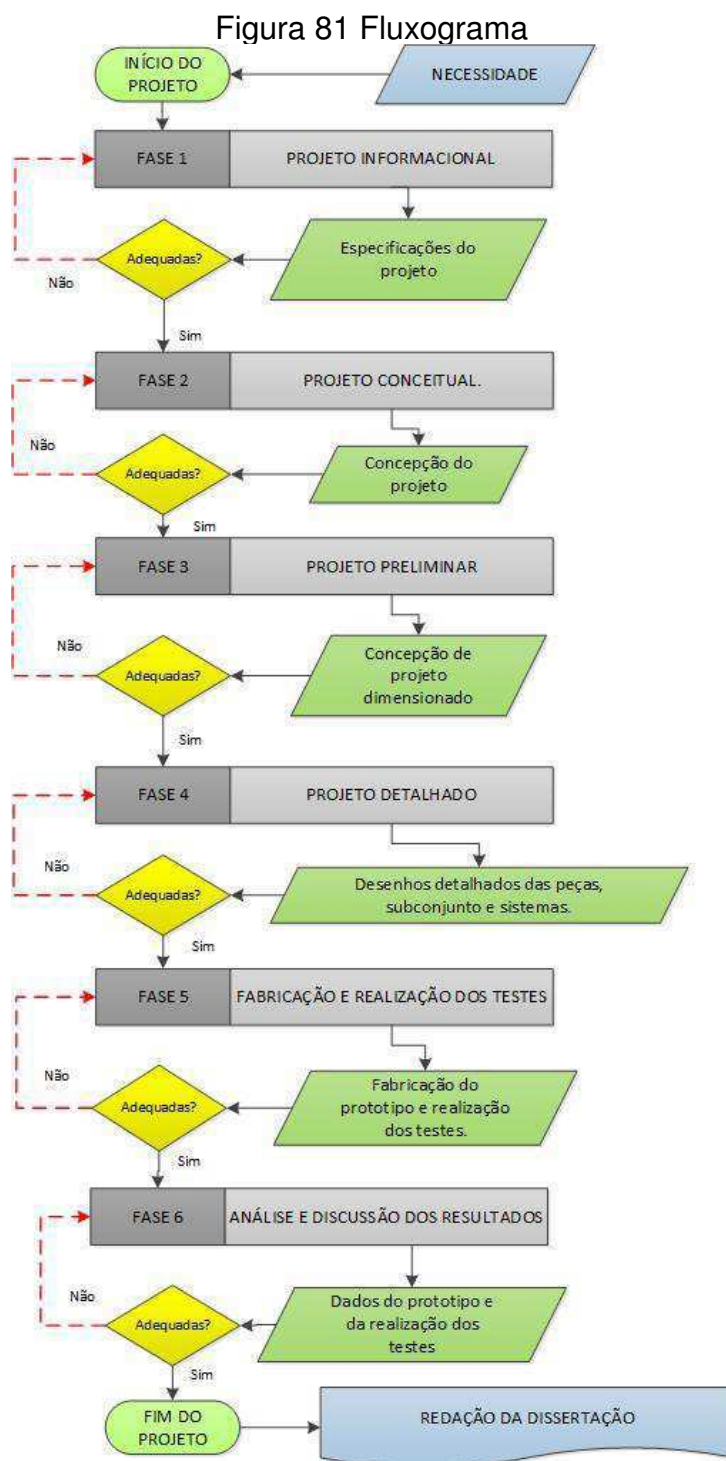
Fonte: (SILVA, 2014)

## CAPÍTULO III

### 7. MATERIAIS E MÉTODOS

#### 7.1. Metodologia de Projeto.

A metodologia utilizada para o desenvolvimento deste trabalho segue o Fluxograma demonstrado na Figura 81.



Fonte: Adaptado (MARIBONDO, 2000).

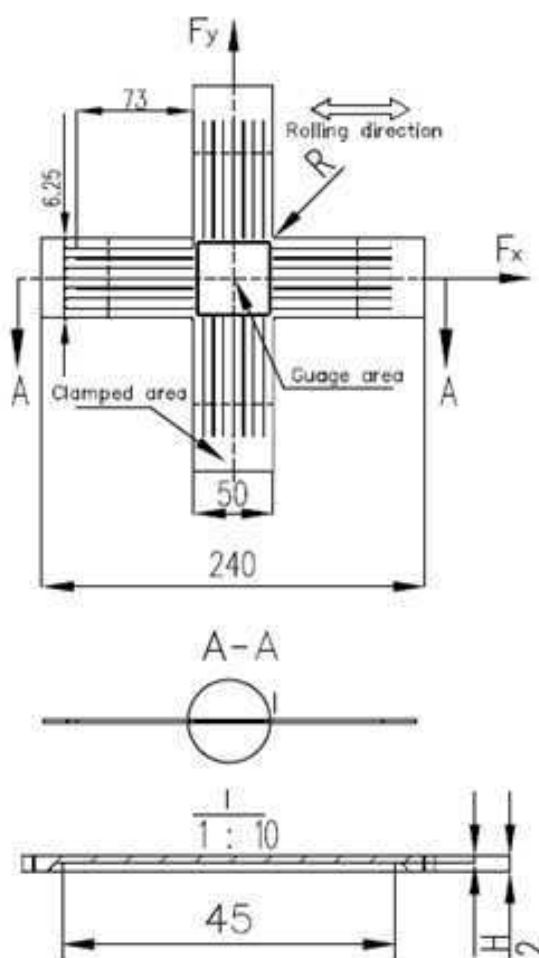
A necessidade estabelecida para o desenvolvimento deste trabalho foi a de analisar materiais utilizados no ensaio de tração biaxial, inicialmente em materiais poliméricos. Logo que estabelecida está necessidade, deu-se início ao projeto. O processo de desenvolvimento foi concebido em seis fases.

- Fase 1 – Definição do Problema (projeto informacional): destina-se a limitação do problema de forma objetiva, visando à correta interpretação das informações necessárias para o início do trabalho. Foi realizado um aprofundamento nos conteúdos que norteiam a pesquisa e levantamento bibliográfico em revistas e livros especializados. Também houve levantamento de dispositivos já utilizados pelos pesquisadores, analisando os aspectos de projeto e de funcionamento, com o objetivo de colher informações necessárias para o projeto do dispositivo a ser desenvolvido.
- Fase 2 – Projeto Conceitual: foi apresentado a partir de diagramas, croquis e desenhos esquemáticos a visualização das ideias para melhor atender o objetivo do projeto.
- Fase 3 – Projeto Preliminar: início do dimensionamento de todas as peças que compõem o projeto, especificando materiais que serão utilizados na fabricação dos componentes.
- Fase 4 – Projeto Detalhado: foram feitos todos os desenhos de peças, subconjuntos e conjuntos. Apresentando todas as informações para fabricação e montagem das peças envolvidas no projeto.
- Fase 5 – Construção e Teste: etapa de fabricação dos componentes para a montagem do protótipo em tamanho real, e realização de testes para verificar se atende às especificações do projeto.
- Fase 6 – Análise e discussão dos resultados: após a realização de todos os testes, serão analisados os resultados para a validação do dispositivo para a realização do ensaio de tração biaxial.

## 7.2. Corpo de Prova.

Após o levantamento bibliográfico e análise de todos os tipos de corpos de prova utilizados na literatura, para a realização do ensaio de tração biaxial, foi utilizado nos experimentos os corpos de prova em formato de cruz, com base na norma ISO 16842:2014, demonstrado na Figura 82, retirado do trabalho do pesquisador Xiao, sem a redução da espessura da área central. Foram fabricados em MDF e Poliestireno.

Figura 82 Dimensões com base na norma ISO 16842.



Fonte: Adaptado (XIAO et al., 2016)

## 7.3. Software de Desenho

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizado o Software de desenho e simulação Autodesk® Inventor® 2017 versão de estudante, para desenhos detalhados e simulação de carga estática nas peças apresentadas nos próximos tópicos.



## CAPÍTULO IV

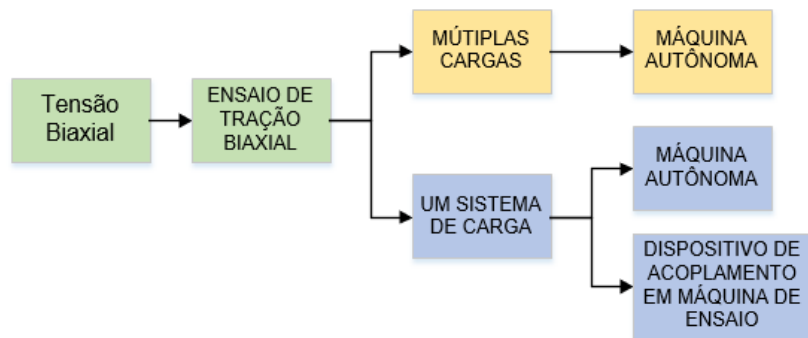
### 8. RESULTADOS E DISCUSSÃO

#### 8.1. Projeto Informativo

Ficou claro que diferentes de outros ensaios já consagrados no meio científico, como o ensaio de tração uniaxial, ensaio de flexão, ensaio de compressão uniaxial, o ensaio de tração biaxial ainda está em processo de desenvolvimento, principalmente com relação aos resultados que podem ser extraídos do ensaio, tendo como consequência que poucos centros de pesquisas no mundo estão utilizando para o desenvolvimento dos seus trabalhos científicos.

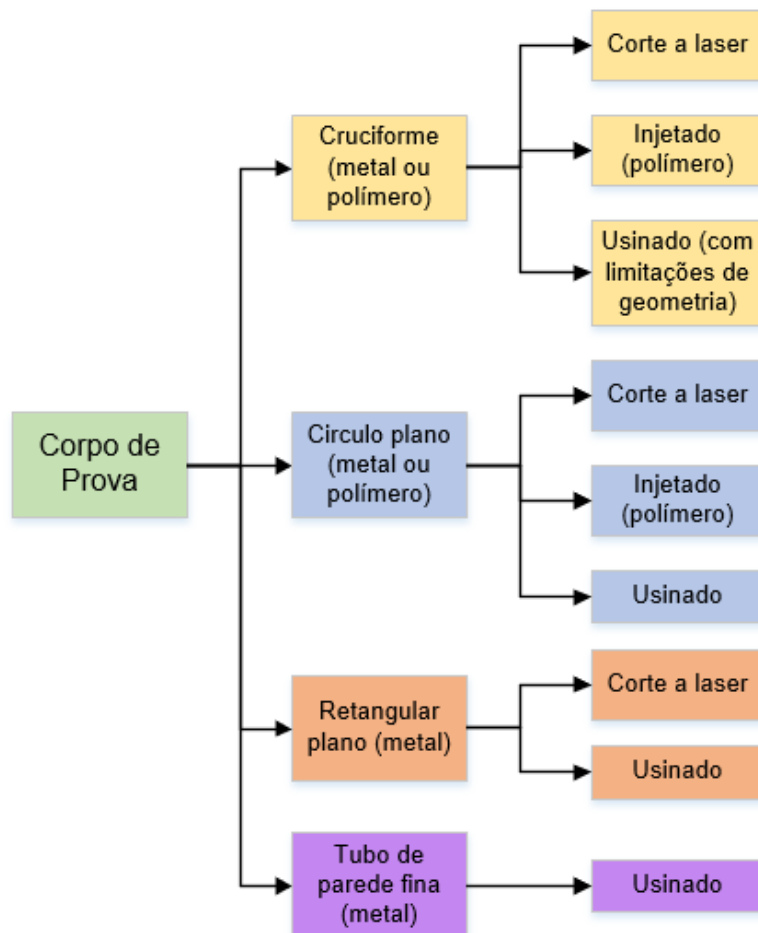
É possível verificar no APÊNDICE A o quadro de informações relativo aos trabalhos pesquisados. Foram extraídas as principais características, como o tipo de máquina utilizado, informações sobre o corpo de prova, ano de publicação, principais autores e tipo de fixação do corpo de prova à máquina, se no trabalho foi usado simulação por elementos finitos. Após a análise dos trabalhos, identificamos a falta de normatização nas pesquisas para realização do ensaio de tração biaxial, bem como para o formato do corpo de prova, principalmente devido ao ensaio estar em desenvolvimento. Como a única norma para suprir essa necessidade da geometria do corpo de prova surgiu recentemente, praticamente não temos trabalhos de pesquisa publicados que aplicaram esta norma e nem a possibilidade de comparação dos resultados obtidos pelos diferentes autores. Na Figura 83 demonstra o esquema de como se pode obter a tensão biaxial, o ensaio com múltiplas cargas é quando se utiliza mais de um atuador para aplicação da carga. Na Figura 84 apresenta os tipos de corpo de prova para a tensão biaxial e o processo de fabricação.

Figura 83 Esquema de obtenção da tensão biaxial.



Fonte: Autoria Própria.

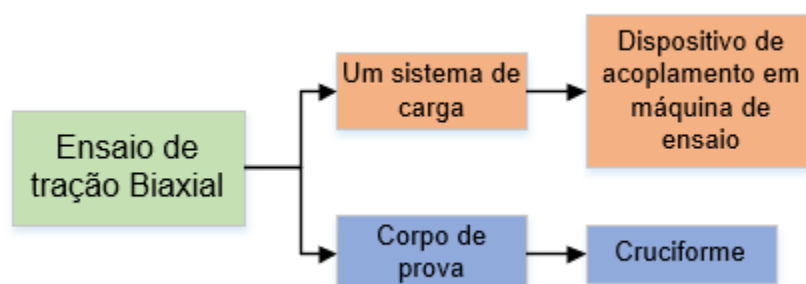
Figura 84 Tipos de corpo de prova e sua fabricação.



Fonte: Autoria Própria.

Logo, após a análise dos dados coletados, foram escolhidas como solução para o trabalho, as seguintes características para o ensaio biaxial, apresentado na Figura 85.

Figura 85 Solução escolhida para o trabalho.



Fonte: Autoria Própria.

Com esse entendimento como base, foi elaborado um fluxograma, onde foi realizada a contagem das principais peças em cada dispositivo apresentado na seção 4.2, avaliando a possibilidade de mudança de carga nos dois eixos do corpo de prova durante o ensaio, Figura 86.

Figura 86 Fluxograma de características dos dispositivos de acoplamento.

Tipo	Dispositivos	Quantidade de peças (acoplamento, barra e pino)	Flexibilidade de mudança de carga em cada eixo
DISPOSITIVO Apresentado na literatura.	Ferron, Makinde, 1988	30 peças	Não é possível
	Terriault et al, 2003	46 peças	Não é possível
	Rohr et al, 2005	29 peças	Possível, necessita de troca de peças
	Brieu et al, 2007	34 peças	Possível, mudança na posição de peças

Fonte: Autoria Própria.

Após a análise no projeto informacional, foram avaliados os seguintes fatores para considerar no projeto conceitual:

- Realizar ensaio de tração biaxial;
- Ensaiar vários tipos de materiais;
- Corpo de prova em formato de cruz;
- Utilizar, se possível, maquinário disponível;
- Realizar tração com carga diferente em cada eixo;
- Processo de fabricação;
- Montagem e intercambio com outras máquinas;

Levando em consideração os fatores apresentados, temos como solução para este projeto de mestrado os dispositivos apresentados na seção 4.2.3 e 4.2.4. Sendo os únicos que se adequaram as especificações. Logo, neste projeto de pesquisa foi desenvolvido um dispositivo com base no mecanismo apresentado na seção 4.2.4 e um projeto de dispositivo com base no mecanismo apresentado na seção 4.2.3.

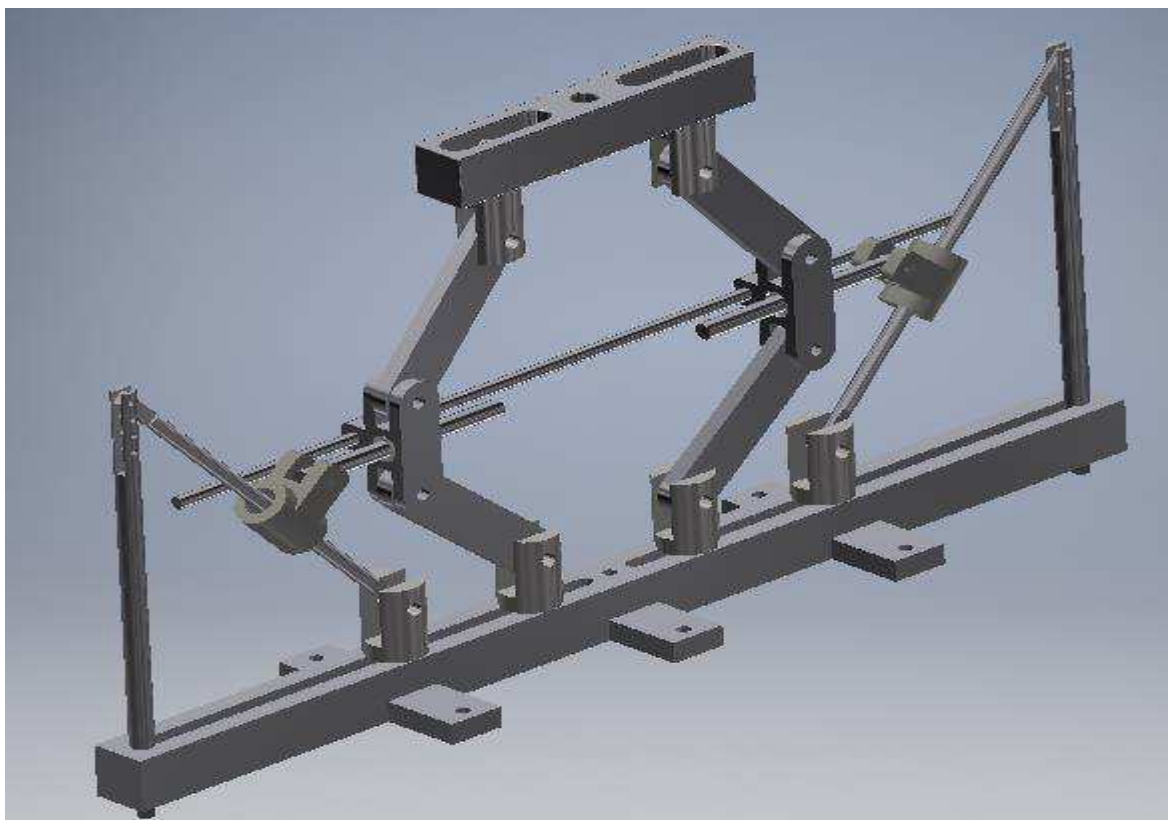
A seguir, serão apresentados os dois projetos elaborados neste trabalho para o dispositivo e o projeto do corpo de prova com base na norma ISO 16842:2014.

## **8.2. Projeto do dispositivo baseado no mecanismo de Brieu, Diani e Bhatnagar**

### **8.2.1. Projeto conceitual**

Inicialmente, foi escolhido para ser à base do projeto de pesquisa o mecanismo apresentado na seção 4.2.3 referente ao trabalho de Brieu, Diana e Bhatnagar. A partir da análise dos trabalhos apresentados pelos autores, foi dado início a concepção do mecanismo, analisando todos os movimentos e componentes, apresentado na Figura 87.

Figura 87 Conceito do dispositivo para ensaio biaxial.



Fonte: Autoria própria.

Para efetuar o projeto do dispositivo de tração biaxial de forma eficiente e segura, é de suma importância a compreensão dos subsistemas que compõe o mecanismo. Logo, o dispositivo foi dividido em subsistemas, de acordo com a função de cada conjunto de peças, obtendo a seguinte relação:

- Subsistema da base de fixação na máquina;
- Subsistema de distribuição de carga;
- Subsistema de deslocamento dos eixos;
- Subsistema de fixação do corpo de prova.

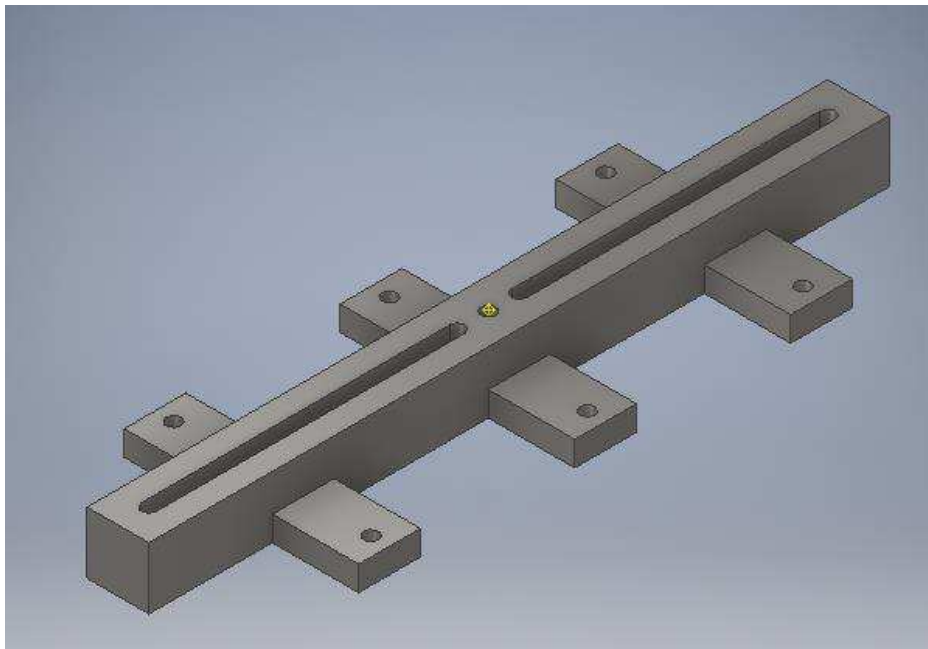
A seguir será descrito cada subsistema e seus componentes.

- Subsistema da base de fixação na máquina:

O componente é composto por uma peça que é fixada a mesa da máquina de ensaio de tração e sustenta todos os outros subsistemas. Permitindo a fixação dos outros componentes do mecanismo e fixar todo o conjunto a máquina. Peça importante, pois é submetida a esforços elevados durante o ensaio. Sendo de

fundamental importância sua rigidez para evitar flexão ou deformação durante o ensaio, apresentado o conceito na Figura 88.

Figura 88 Base inferior do dispositivo para ensaio biaxial.



Fonte: Autoria própria

- Subsistema de distribuição de carga:

Subsistema responsável por se acoplar ao ponto de aplicação da carga na máquina, no eixo vertical, e transmitir o carregamento ao subsistema de deslocamento dos eixos. Demonstrado na Figura 89.

Figura 89 Base superior para acoplamento no ponto de aplicação de carga.



Fonte: Autoria própria.

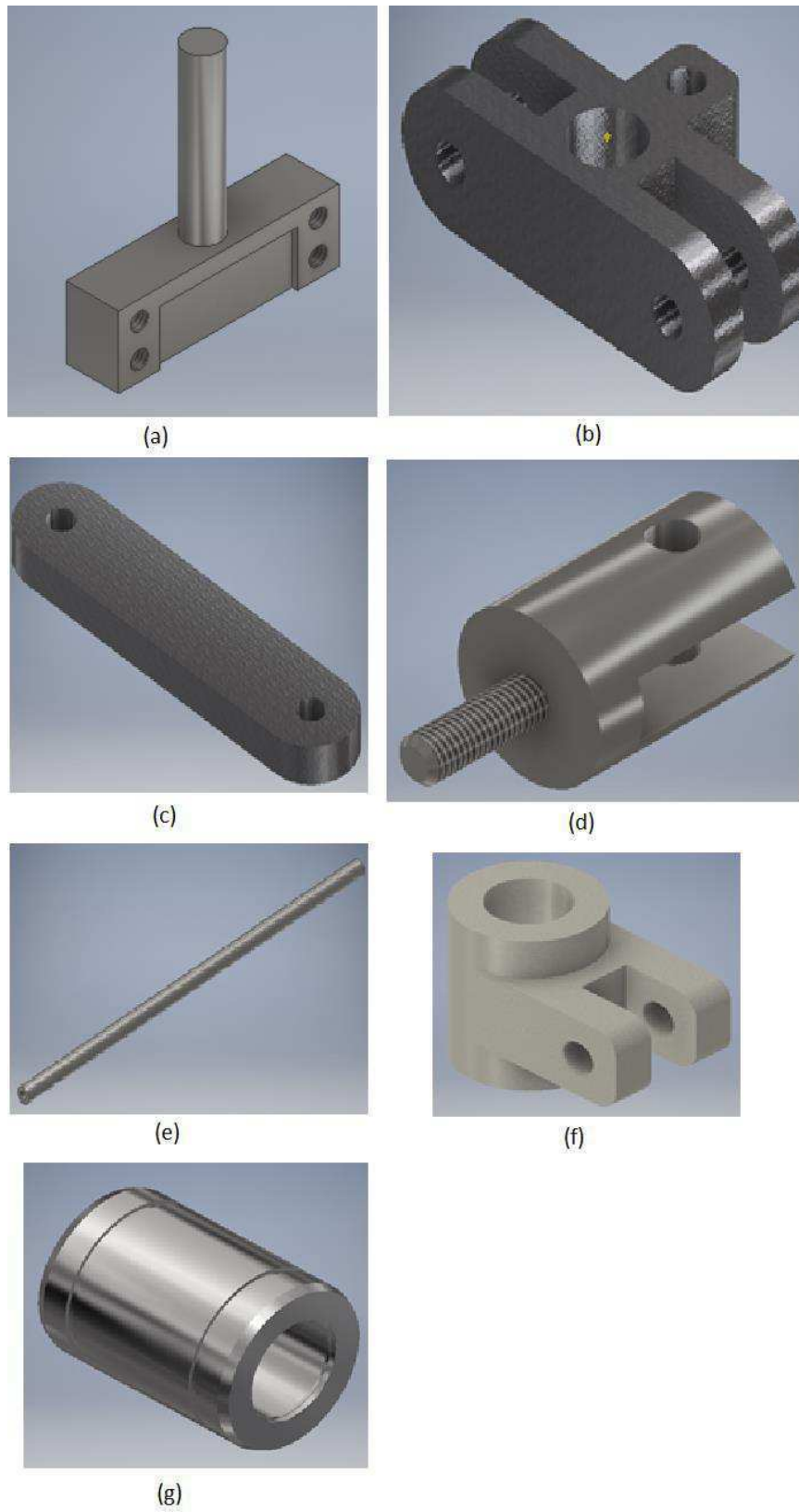
- Subsistema de deslocamento dos eixos.

Responsável pelo deslocamento de cada eixo do corpo de prova, durante a realização do ensaio. Composto pelos dois conjuntos de peças que garantem o deslocamento retilíneo e sem transmissão de carga para outro sentido. No eixo vertical, os componentes são as duas garras (Figura 90 (a)) fixadas nas duas bases do dispositivo (Figura 88 e 89). No eixo horizontal, temos duas peças de suporte (Figura 90 (b)) para os dois rolamentos lineares (Figura 90 (g)), esses suportes são sustentados por quatro barras (Figura 90 (c)) que se ligam as duas bases do dispositivo através de quatro suportes (Figura 90 (d)). Nos rolamentos lineares vão dois eixos que serão os eixos horizontais que se ligam à barra inclinada através da peça apresentada na Figura 90 (f) e as outras duas garras.

- Subsistema de fixação do corpo de prova

Responsável por fixar as extremidades do corpo de prova para a realização do ensaio, como demonstrado na Figura 37. O subsistema é composto pelas quatro garras que são responsáveis por essa fixação, apresentada na Figura 91 (a) e (b). O tipo de fixação escolhido foi por atrito, onde as duas peças, que compõem a garra, comprimem a extremidade do corpo de prova fixando ao dispositivo. A fixação do corpo de prova por atrito foi utilizada pela maioria dos trabalhos pesquisados, sendo uma excelente solução, pela simplicidade da garra e facilidade na fabricação.

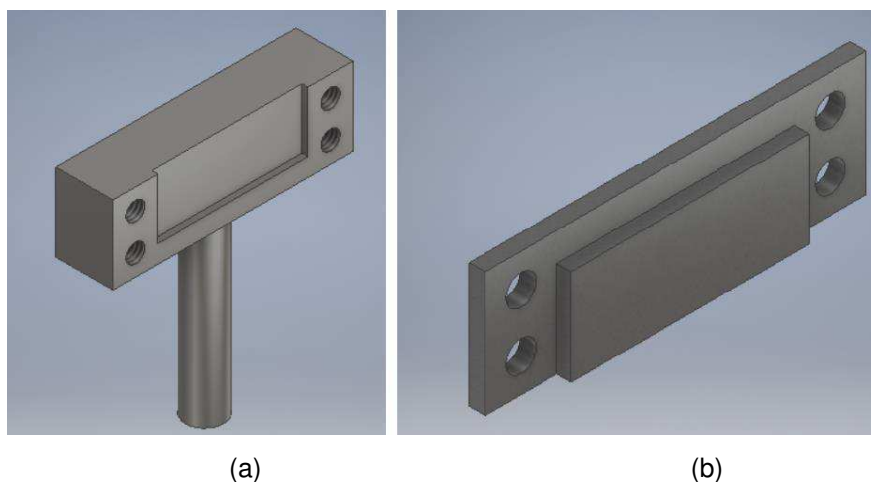
Figura 90 Componentes do subsistema de deslocamento dos eixos.



Fonte: Autoria própria



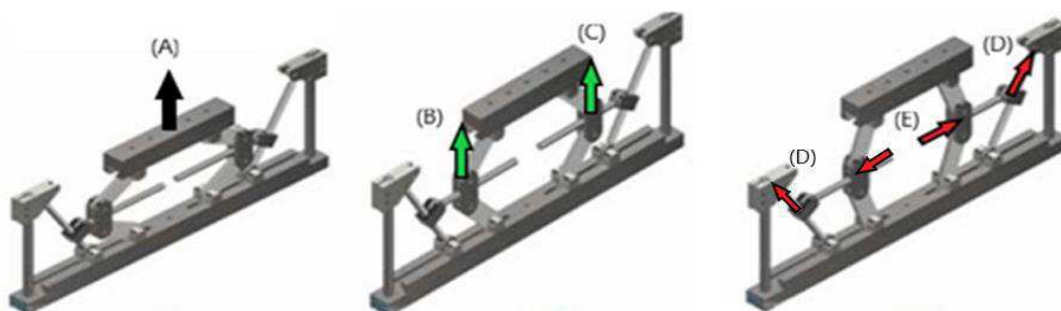
Figura 91 Conjunto da garra de fixação.



Fonte: Autoria própria.

Após a separação de cada subsistema, foi avaliado o funcionamento do mecanismo montado. Para este fim, paralelamente a este trabalho de dissertação, foi desenvolvido um trabalho de conclusão de curso do aluno da unidade acadêmica de engenharia mecânica da UFCG, (NEVES, 2016), esse trabalho avaliou o movimento do mecanismo, conforme a Figura 92 demonstra. O movimento do mecanismo consiste inicialmente no deslocamento vertical da máquina de ensaio na qual esta montado, que desloca a base superior do dispositivo, representado pela seta (A). Com esse movimento, há o deslocamento dos suportes (B) e (C), no qual estão inseridos os dois eixos horizontais. Com o deslocamento vertical, os eixos são deslocados horizontalmente (E), devido há uma das extremidades esta conectada a barra inclinada (D).

Figura 92 Simulação de movimento do mecanismo.



Fonte: (NEVES, 2016).

### 8.2.2. Projeto preliminar

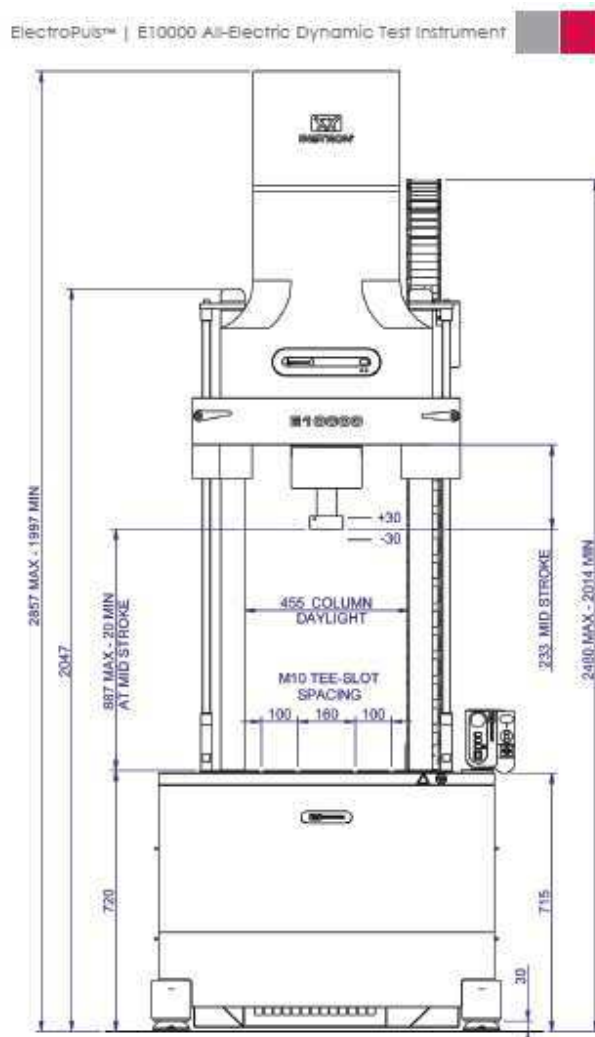
Foi iniciado o dimensionamento do mecanismo, visando o acoplamento na máquina de tração universal INSTRON Electroplus e10000 pertencente ao LaMMea/UFCG. Os dados da máquina foram colhidos a partir do manual de instrução, com todas as dimensões necessárias para o projeto. Conforme visão frontal apresentada na Figura 93.

Foi utilizado o software Autodesk® Inventor® 2017 para dimensionar todas as peças de acordo com cada subsistema. Para o dimensionamento, foi selecionada uma carga máxima de trabalho para o dispositivo de 30 KN. Esta carga foi escolhida após análise da simulação do corpo de prova para alguns materiais poliméricos, que será apresentado na seção da fabricação do corpo de prova. Foi verificado que há carga é suficiente para deformação plástica dos materiais selecionados, e superior à capacidade máxima da máquina de tração que é de 10 KN.

Logo foi realizado simulação de carregamento estático para todos os componentes e teste de montagem de cada subsistema e verificando interferências nas geometrias para o movimento do mecanismo. Todos os materiais selecionados para o dimensionamento e simulação, tomaram como base os materiais disponíveis no Laboratório de máquinas operatrizes do IFPB-CZ.

Com a utilização do software foi realizada a análise da distribuição de tensão de cada um dos componentes. Para a simulação de carregamento estático, para a base superior foi aplicada uma força de 30 KN e os demais componentes, onde o carregamento é dividido para vários componentes, foi aplicada uma carga de 20 KN para cada ponto de articulação, estipulando uma redução de 33% da carga principal. Para a representação do apoio da barra inclinada foi estipulado uma carga de 10 KN, por servir de suporte a barra, mas não esta diretamente ligada à distribuição da tensão ocasionada pela carga principal.

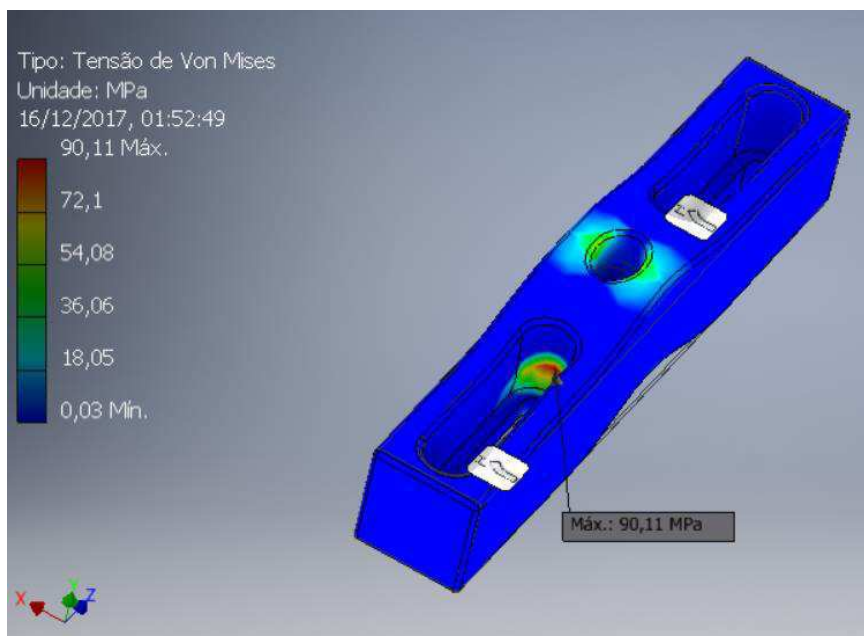
Figura 93 Máquina de ensaio de tração universal Instron e10000



Fonte: Manual de instruções Instron e10000.

Na Figura 94 é apresentada a análise de tensão da base superior do dispositivo com uma carga de 30 KN. É possível observar a maior tensão ocorrida na peça, com o valor de 90,11 MPa, sendo abaixo do limite de escoamento para o aço SAE 1020, que é de 207 MPa.

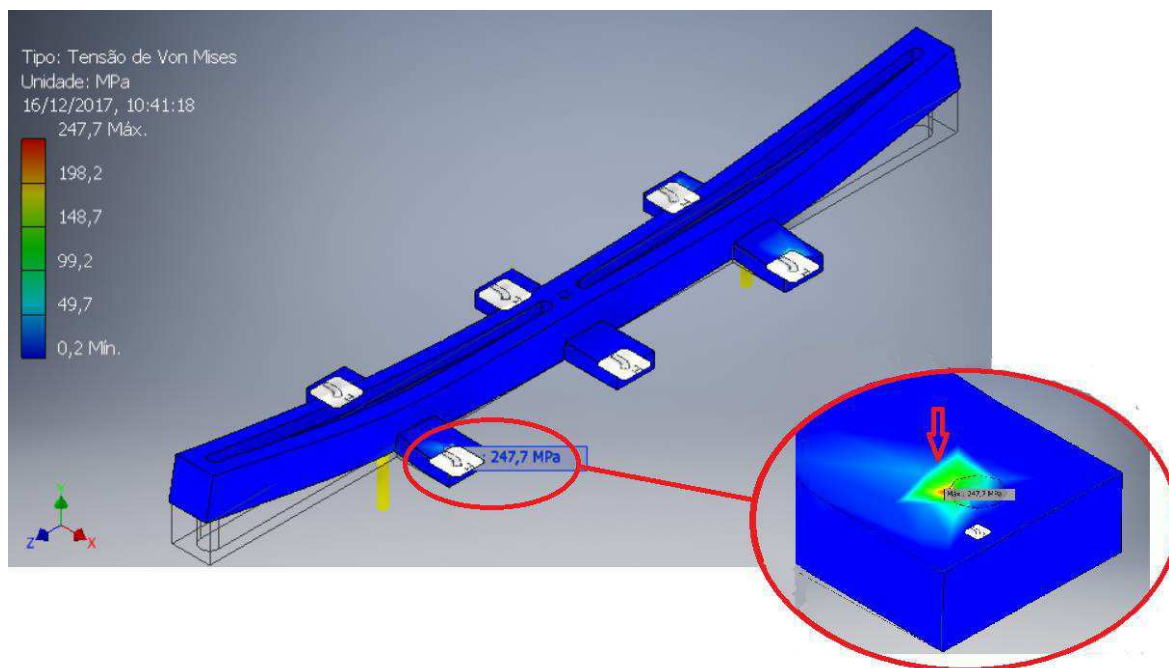
Figura 94 Distribuição de tensão na base superior de acoplamento.



Fonte: Adaptado Inventor

Para a base inferior, foram aplicadas duas cargas de 20 KN na posição que será montado os dois suportes das barras de articulação e nas extremidades foi aplicada uma carga de 10 KN representando os apoios das barras inclinadas. O resultado da simulação de distribuição de tensão e apresentado na Figura 95. Apesar de a maior parte do componente não apresentar região com valor elevado da tensão, nos furos onde o componente será fixado à máquina de tração, apresentaram valor máximo de 247,7 MPa (região em destaque e apontado pela seta) , ultrapassando assim, o limite de escoamento do aço SAE 1020, nesse caso, será necessário utilizar aço SAE 1045 que apresenta tensão de escoamento de 350 MPa.

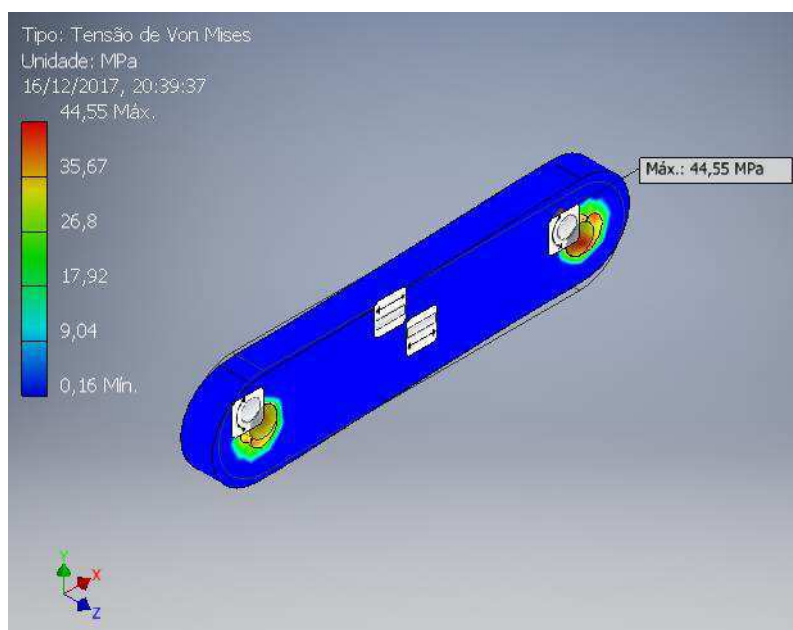
Figura 95 Distribuição da tensão na base inferior do dispositivo.



Fonte: Autoria própria.

Com relação as barras apresentadas na Figura 90 (c), foram aplicadas forças de 20 KN em cada furo que faz a ligação aos suportes, na simulação de tensão foi obtido uma tensão máxima de 44,55 MPa, apresentado na Figura 96.

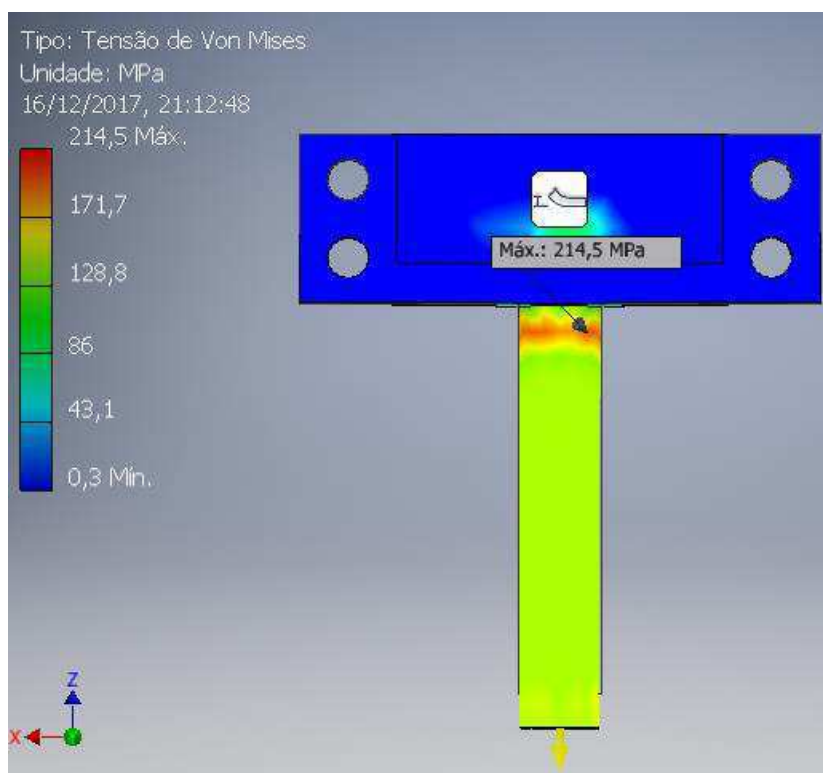
Figura 96 Distribuição de tensão na barra de ligação.



Fonte: Autoria própria.

Na simulação da garra apresentada a Figura 91 (a), com carga de 20 KN, houve uma tensão máxima de 214,5 MPa, demonstrado na Figura 97, indicando que seria necessário utilizar o aço SAE 1045 com tensão de escoamento de 350 MPa para evitar a falha do material.

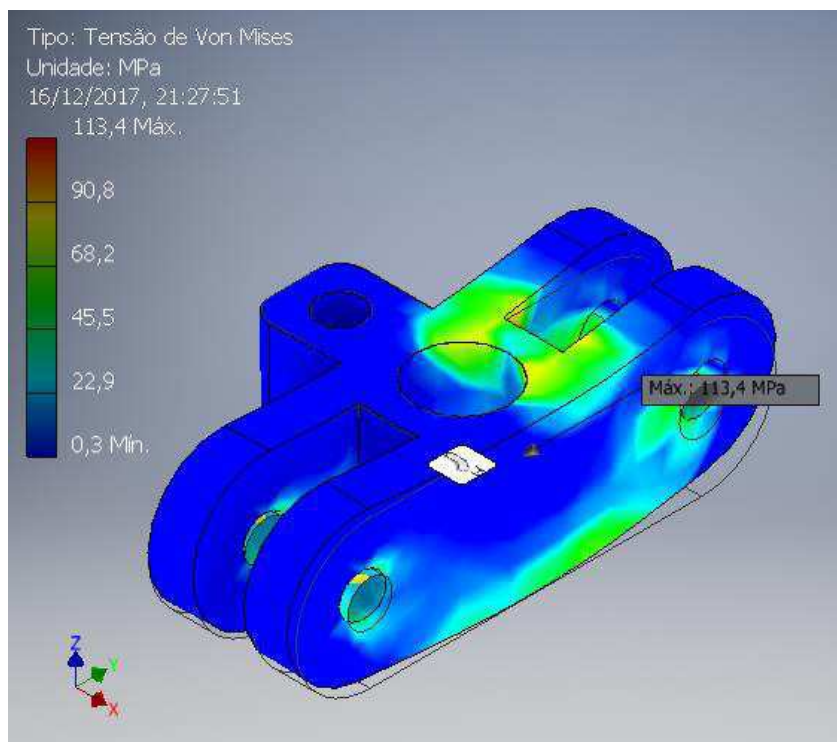
Figura 97 Distribuição de tensão na garra.



Fonte: Autoria própria.

Para o suporte do eixo horizontal, apresentado na Figura 90 (b), os resultados obtidos para carga de 20 KN aplicados nos furos de ligação com as barras foi de uma tensão máxima de 113,4 MPa, abaixo da tensão de escoamento do aço SAE 1020. Demonstrado na Figura 98.

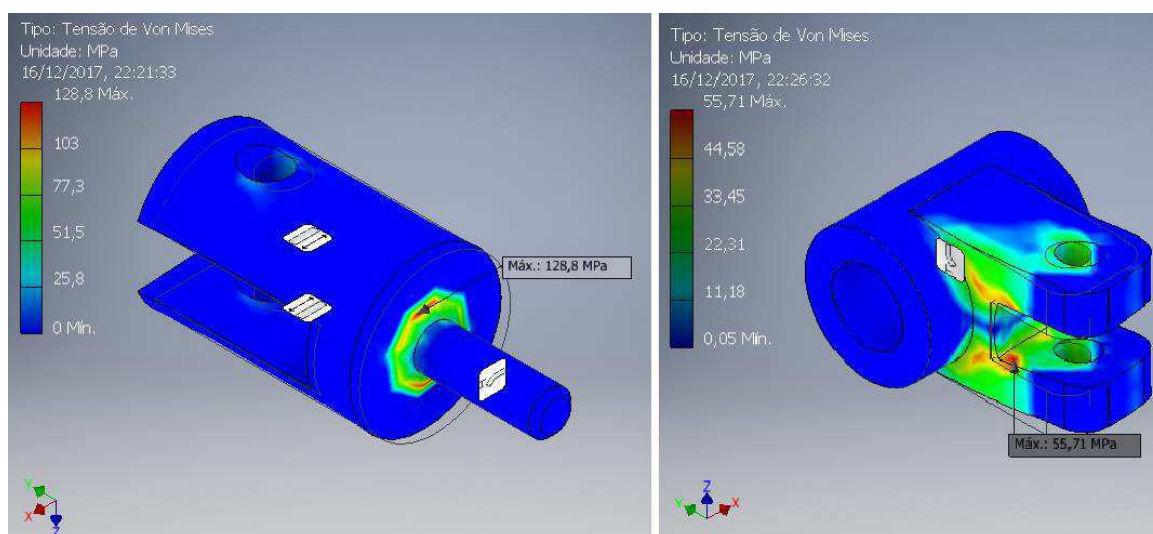
Figura 98 Distribuição de tensão no suporte do eixo horizontal.



Fonte: Autoria própria.

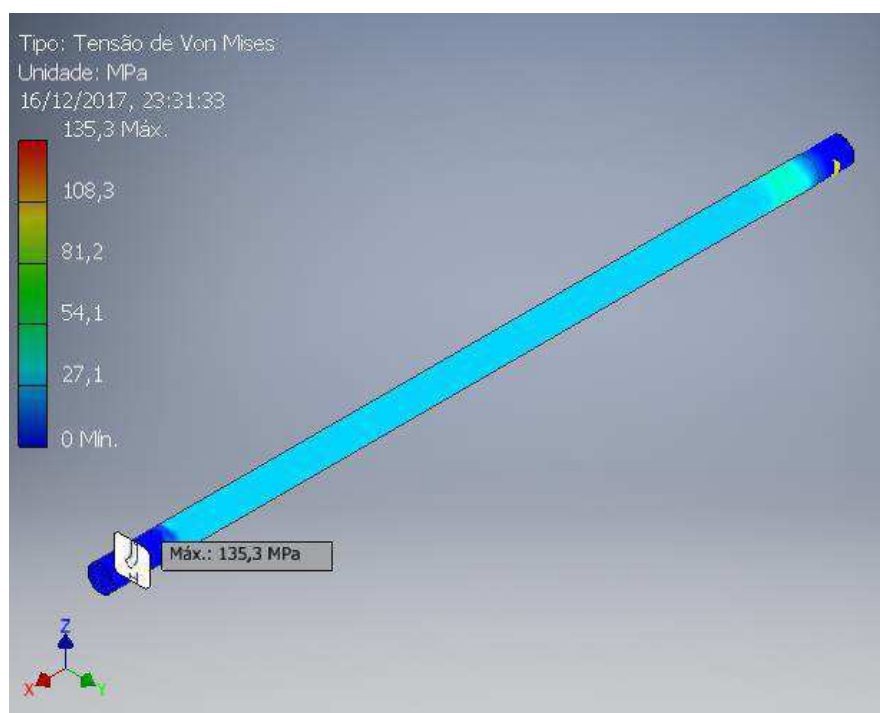
Os demais componentes, apresentados na Figura 90, foram obtidos tensões máximas sempre abaixo da tensão de escoamento do aço SAE 1020 de 207 MPa. Como pode ser verificado na Figura 99 e Figura 100.

Figura 99 Distribuição de tensão no suporte de ligação e no suporte da barra inclinada.



Fonte: Autoria própria.

Figura 100 Distribuição de tensão na barra do eixo horizontal.



Fonte: Autoria própria.

Com a realização das simulações e análise dos valores máximos da tensão encontrada para cada peça, esses valores foram comparados com o valor da tensão de escoamento médio apresentado nas propriedades mecânicas para os aços da norma SAE, conforme mostrado na Tabela 1, como já citado, a escolha do material para cada peça foi baseado na tensão máxima estar abaixo do limite de escoamento, a título de comparação também coloquei uma coluna com o fator de segurança de cada componente.

Tabela 1: Seleção de material para as peças após simulação.

Componentes	Tensão máxima (MPa)	Material escolhido (SAE)	Limite de escoamento (MPa)	Fator de segurança
Base superior	90,11	Aço 1020	207	2,2
Base inferior	247,7	Aço 1045	350	1,4
Barra de ligação	44,55	Aço 1020	207	4,6
Suporte dos eixos	113,4	Aço 1020	207	1,8
Suporte das barras	128,8	Aço 1020	207	1,6
Eixos horizontais	135,3	Aço 1020	207	1,5
Suporte da barra inclinada	55,71	Aço 1020	207	3,7
Garra	214,5	Aço 1045	350	1,6



### 8.2.3. Projeto detalhado

Esta fase do projeto do dispositivo consistiu no detalhamento de cada componente que integra os subsistemas, com as dimensões e especificações dos materiais a serem utilizados, etapa necessária para a usinagem dos componentes. O projeto detalhado pode ser consultado no APÊNDICE D.

### 8.2.4. Fabricação

O projeto do dispositivo com base no mecanismo apresentado na seção 4.2.4, foi realizado o projeto detalhado conforme apresentado na seção 8.2.3 e iniciado o processo de fabricação.

Durante o processo de usinagem, devido à complexidade de algumas peças, não foi possível realizar alguns procedimentos com as máquinas disponíveis no laboratório de máquinas operatrizes do IFPB.

Na Figura 101, apresenta a usinagem da base inferior, onde foi necessário varias etapas de usinagem finalizar a peça.

Figura 101 Fresagem da Base inferior do dispositivo.



Fonte: Aatoria própria.

Além da dificuldade no processo de usinagem, após a fabricação de algumas peças, seria necessário bastante tempo para ajustes de montagem. Assim verificou que seria mais viável um novo desenvolvimento de um dispositivo com base no mecanismo apresentado na seção 4.2.3, que também foi apresentado como solução no projeto informacional.

### **8.3.Desenvolvimento e teste do dispositivo baseado no mecanismo proposto por Rohr, Harwick e Nahme**

Com a mudança do mecanismo que servirá de base para o projeto, devido a serie de dificuldades já descritas, houve a necessidade de se iniciar a partir da concepção, um novo projeto de dispositivo, nas próximas seções é apresentado todo o desenvolvimento do dispositivo.

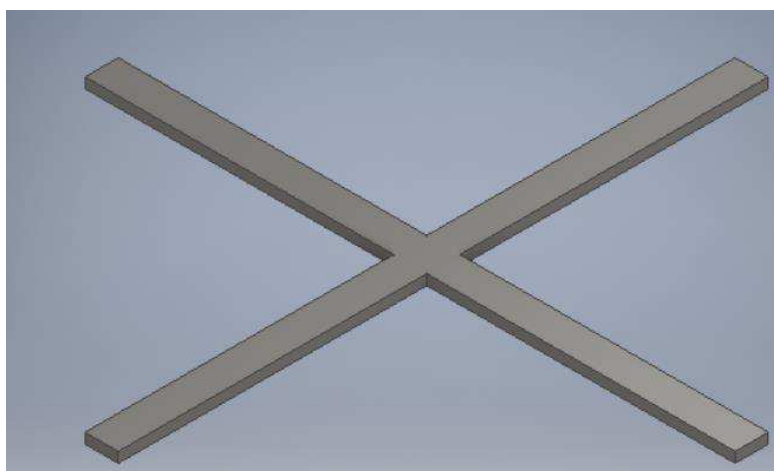
#### **8.3.1. Projeto Conceitual**

Uma nova concepção do dispositivo com base no mecanismo apresentado na seção 4.2.3 foi realizada. A nova concepção foi dividida em subsistemas como ocorreu no projeto anterior, para o melhor entendimento das funções do dispositivo. Com relação aos subsistemas, teremos as seguintes peças relacionadas a cada subsistema:

- Subsistema da base de fixação na máquina

Composto por uma peça que é fixada a mesa da máquina de ensaio de tração e sustenta todos os outros subsistemas. Nesta peça ficarão fixados os trilhos dos guias lineares, onde são montados todos os outros componentes do dispositivo. Peça importante, pois é de fundamental importância sua rigidez para evitar flexão e desalinhamento dos eixos. Conceito apresentado na Figura 102.

Figura 102 Suporte de fixação na máquina.

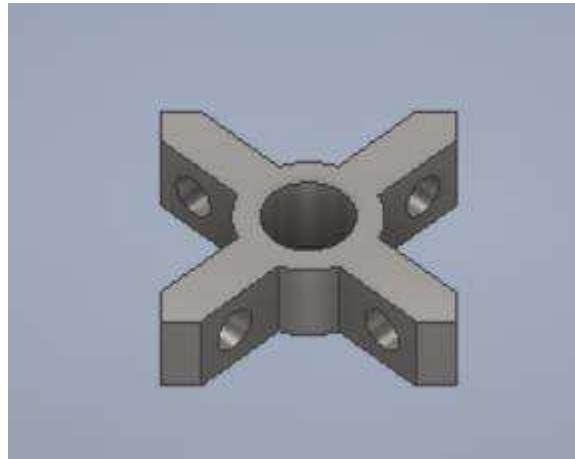


Fonte: Autoria Própria.

- Subsistema de distribuição de carga

Componente que ficará fixado ao ponto de aplicação de carga da máquina de ensaio. Essa peça se conecta as barras de deslocamento dos eixos, sendo responsável pela distribuição de carga para os eixos do dispositivo.

Figura 103 Cruzeta de transmissão de carga.

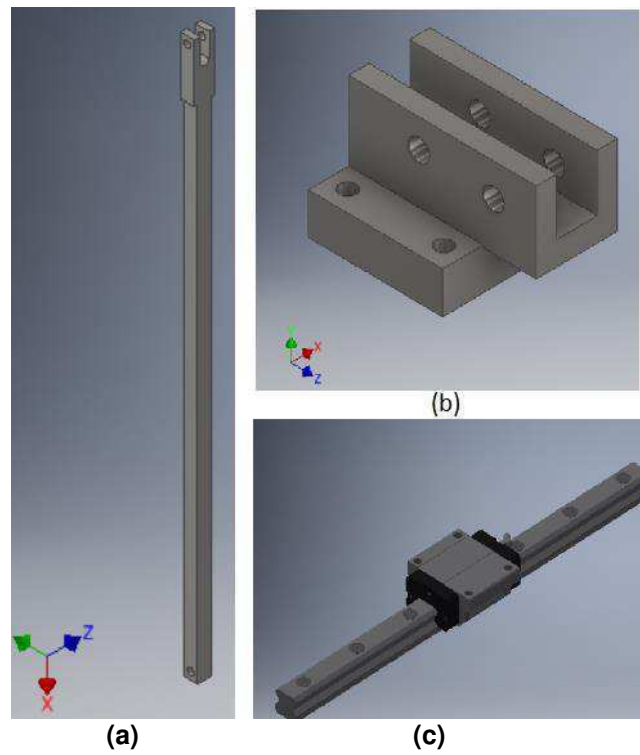


Fonte: Autoria Própria.

- Subsistema de deslocamento dos eixos

Composto pelas barras que ligam a cruzeta aos suportes da garra e deslocam os guias lineares aplicando a carga no corpo de prova. Todos os componentes e o subsistema montado são apresentados nas Figuras 104 e 105.

Figura 104 Componentes do subsistema de deslocamento dos eixos: (a) barra; (b) suporte; (c) guia linear.



Fonte: Autoria própria

Figura 105 Subsistema montado.

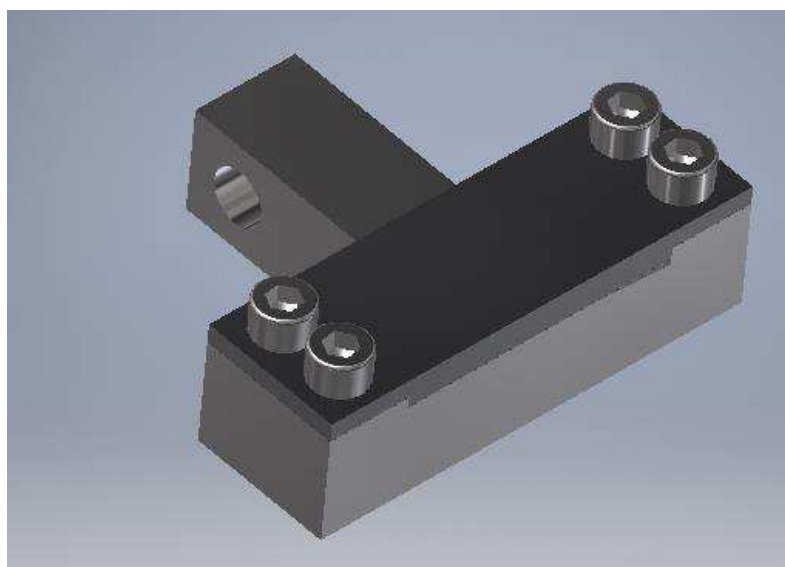


Fonte: Autoria própria.

- Subsistema de fixação do corpo de prova

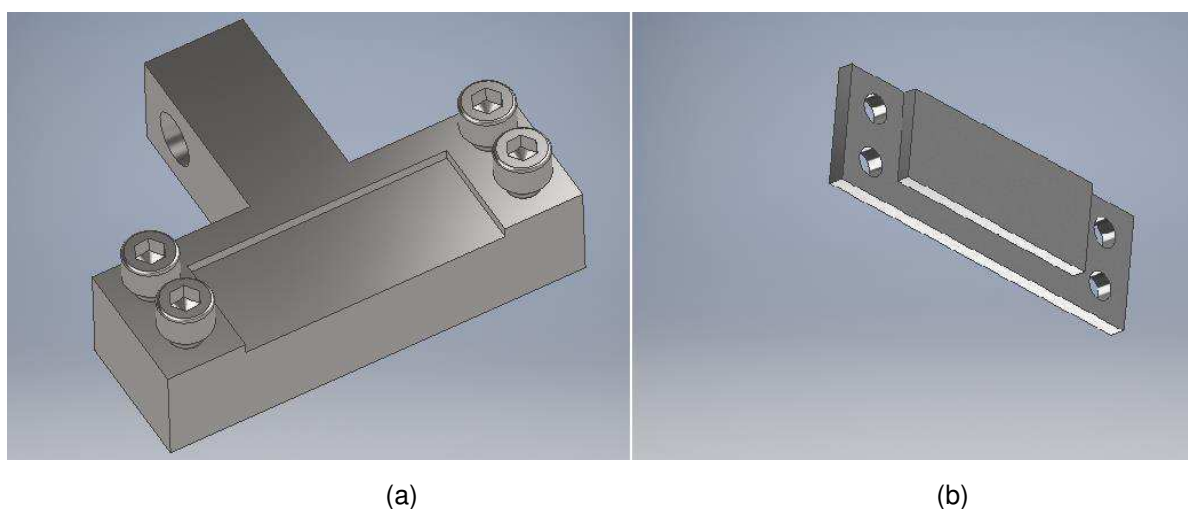
Responsável por fixar as extremidades do corpo de prova para a realização do ensaio, como demonstrado na Figura 37. O subsistema é composto por quatro garras, apresentada na Figura 106. O tipo de fixação escolhido foi por atrito, onde a tampa (Figura 107 b) pressiona o corpo de prova, com o aperto dos parafusos, contra a cavidade no corpo principal da garra (Figura 107 a).

Figura 106 Garra de fixação do corpo de prova.



Fonte: Autoria própria.

Figura 107 Peças componentes da garra.



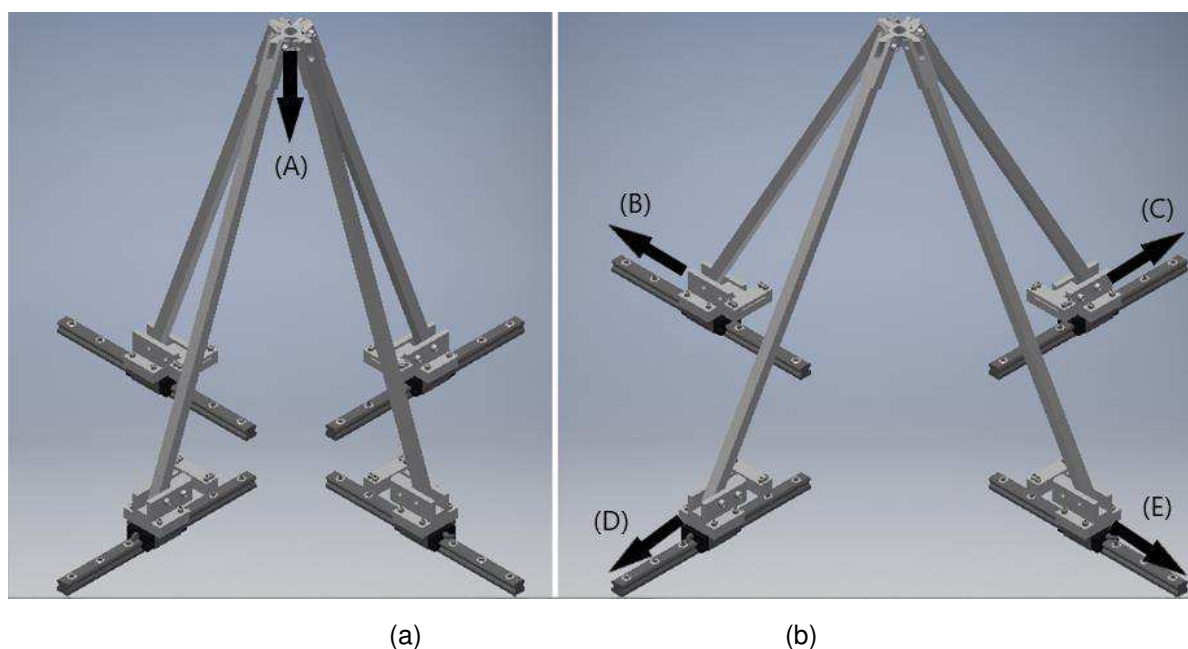
Fonte: Autoria própria.

Com a montagem de todos os subsistemas a concepção do dispositivo é apresentada Figura 108, para melhor visualização, não foi adicionado o suporte de

fixação na máquina de ensaio. Todo o equipamento está melhor detalhado no APÊNDICE B.

Como realizado na concepção da seção 8.2.1, após a análise de cada subsistema, foi realizada uma simulação de movimento do dispositivo com o intuito de entender seu funcionamento. Com o deslocamento vertical da máquina de ensaio indicado pela seta (A), na Figura 108 (a), temos a aplicação da carga na cruzeta, ocasionando o deslocamento dos suportes com as garras. Indicado pelas setas (B), (C), (D) e (E), seguindo o trilho das guias lineares, aplicando a carga biaxial no corpo de prova, Figura 108 (b).

Figura 108 Movimento do dispositivo.



Fonte: Autoria própria.

### 8.3.2. Projeto Preliminar

O dimensionamento do mecanismo foi efetuado visando ser acoplado a máquina de tração INSTRON Electroplus e10000 pertencente ao LaMMea/UFCG. Os dados da máquina foram colhidos a partir do manual de instrução, com todas as dimensões necessárias para o projeto. Conforme visão frontal apresentada na Figura 93 da seção 8.2.2.

Utilizando o software Autodesk® Inventor® 2017, foram dimensionadas todas as peças de acordo com cada subsistema. Para isso escolhi uma carga

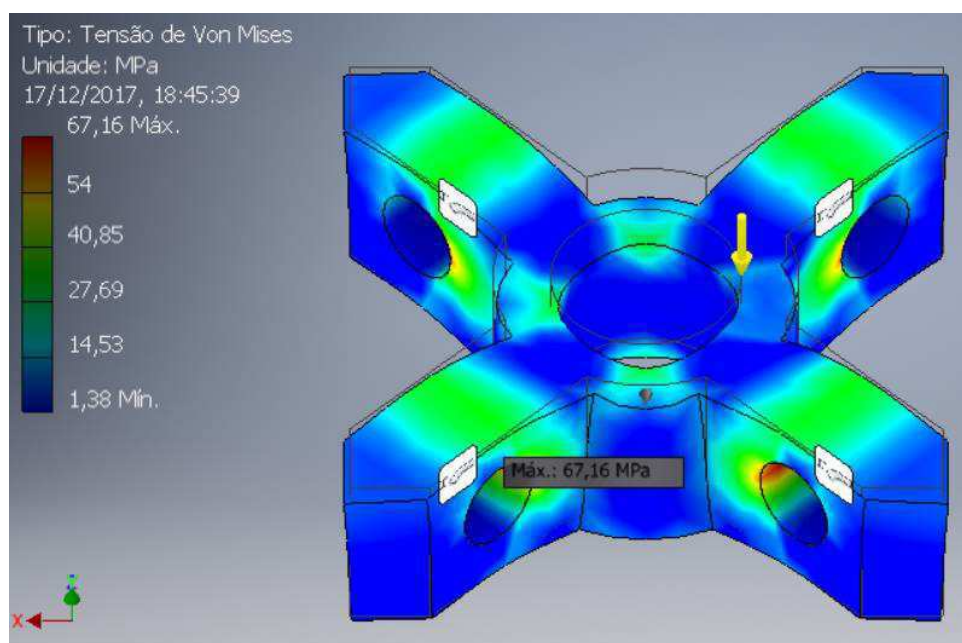
máxima de trabalho para o dispositivo de 30 KN, conforme já foi comentado na seção 8.2.2.

Foi também realizada simulação de distribuição de tensão e teste de montagem de cada componente e verificando interferências nas geometrias para o movimento do mecanismo utilizando o software Autodesk® Inventor® 2017.

A análise da simulação de distribuição de tensão em cada componente foi determinante para a seleção do material que será utilizado na fabricação. A seguir é apresentado cada componente que foi realizado a simulação e a indicação dos valores máximos de tensão.

O primeiro componente analisado foi à cruzeta que será responsável pela distribuição da carga aplicada no dispositivo. A simulação foi realizada com uma carga no centro de 30 KN. Como resultado, foi obtido uma tensão máxima de 67,16 MPa, conforme Figura 109. Tensão máxima abaixo da tensão de escoamento do aço SAE 1020.

Figura 109 Distribuição de tensão na cruzeta.

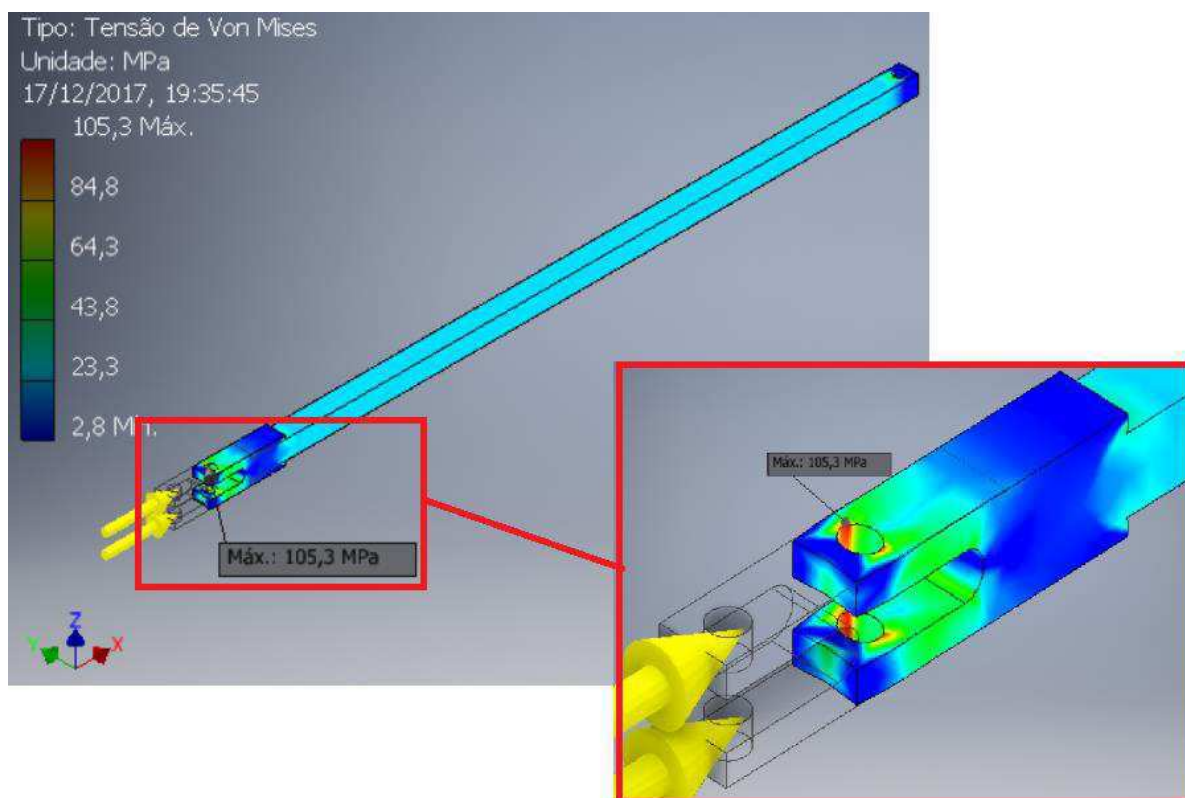


Fonte: Autoria Própria

Para a simulação de distribuição de tensão para os demais componentes foi utilizada uma força de 20 KN, devido a força principal ser distribuída entre os quatro eixos do dispositivo.

A simulação de tensão na barra foi aplicada a carga de 20 KN comprimindo a peça. A tensão máxima obtida na simulação foi de 105,3 MPa, indicado na Figura 110, na região ampliada. Tensão máxima abaixo da tensão de escoamento do aço SAE 1020.

Figura 110 Distribuição de tensão na barra.



Fonte a

Foi realizada a seleção do guia linear que será utilizado no projeto, pois a partir dele, serão retiradas as medidas para algumas peças.

Verificando a tabela do fabricante, visando um guia linear para suportar 25 KN cada. Foi selecionada a guia DFH25A com abas, com capacidade de 2500 Kgf (aproximadamente 25 KN) conforme a Figura 111. Os patins com abas são necessários para ter mais espaço para acomodação dos outros componentes. O comprimento do trilho foi de 400 mm, que é suficiente para um deslocamento de 300 mm em cada extremidade do corpo de prova, sendo uma distancia que possibilita o ensaio de tração para materiais que geram grande deformação, Figura 112. O catalogo do fabricante completo está no ANEXO A.



Figura 111 Catálogo do fabricante do guia linear.

型號	參考資料 ( mm )		基本荷重 ( Kgf )	
	Lmax	G	動靜定負荷(C)	靜靜定負荷(C0)
DFH15A	4000	20	1100	1750
DFH20A	4000	20	1800	3100
DFH20AL			2100	3900
DFH25A	4000	20	2500	4150
DFH25AL	4000	20	3300	5950

Fonte: Modificado catálogo da fabricante do guia linear.

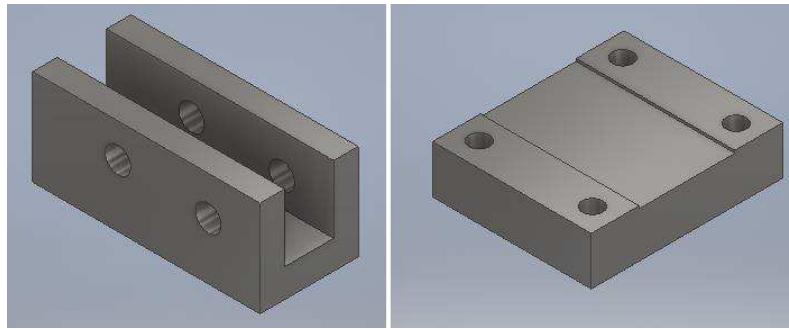
Figura 112 Guia linear selecionado.



Fonte: Aatoria própria.

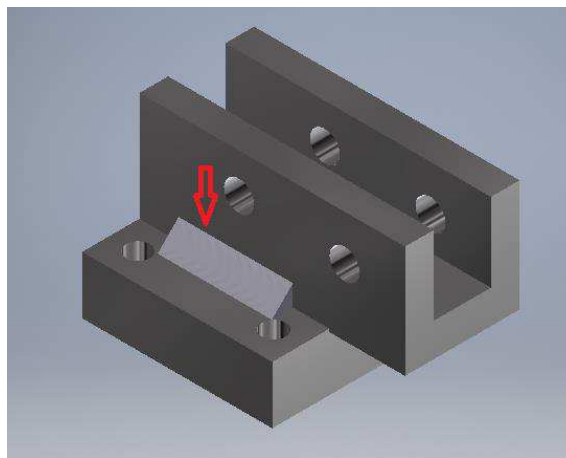
O suporte da garra que ficara fixado em cima dos patins do guia linear, foi simulado com uma carga de 20 KN nos furos que fixará a barra e outra carga de 20KN nos furos onde será fixado a garra, obedecendo ao sentido do esforço durante a realização do ensaio. Assim, foi obtido uma tensão máxima de 132,3 MPa conforme demonstrado na Figura 115. Indicando que ficaria abaixo da tensão de escoamento do aço SAE 1020. O suporte é composto por duas peças soldadas, Figura 113 (a) e (b), para a realização da simulação de tensão, foi efetuado os cordões de solda nas duas laterais da peça conforme indicado pela seta na Figura 114.

Figura 113 Componentes do suporte da garra.



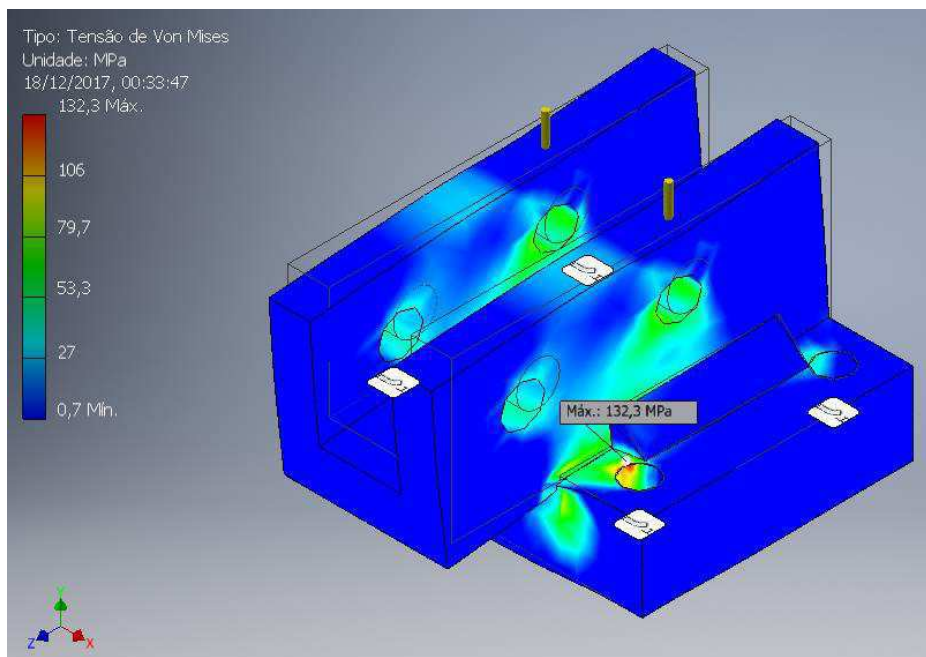
Fonte: Autoria própria.

Figura 114 Suporte com os componentes soldados.



Fonte: Autoria própria.

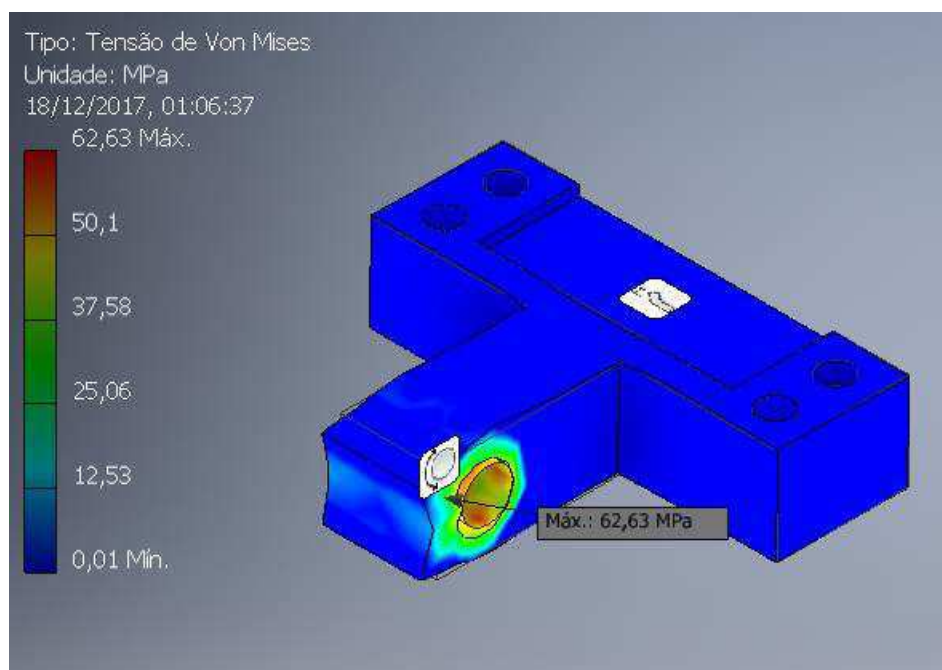
Figura 115 Distribuição de tensão no suporte.



Fonte: Autoria própria.

Na análise de distribuição de tensão na garra, aplicando uma carga de 20KN no furo de fixação no suporte, gerou uma tensão máxima de 62,63 MPa, conforme demonstrado na Figura 116. Ficando abaixo da tensão de escoamento do aço SAE 1020.

Figura 116 Distribuição de tensão na garra.



Fonte: Autoria própria.

Com relação aos parafusos, foram dimensionados com base nas simulações de tensão e na capacidade de carga do equipamento. Como os trilhos da guia linear utilizam parafuso de 1/4" BSW para fixação, também foi colocada sua utilização na tampa da garra para fixação do corpo de prova. Para os patins do guia linear, se utiliza parafusos M8, já designado no catálogo do fabricante. E para as demais peças foi selecionado parafuso M10. Todos os parafusos foram adquiridos da classe 12.9, classe de maior resistência mecânica, conforme catálogo do fabricante, conforme Figura 117. Onde podemos ver que os parafusos M10 e M8 tem resistência superior à utilizada como limite de carga de ensaio do dispositivo (30 KN), respectivamente 35,5 KN e 56,3 KN

Figura 117 Catálogo de parafusos.

2.2. Cargas de prova para parafusos métricos com rosca normal (grossa) - MA Carga de prueba para los tornillos métricos con rosca gruesa / Proof loads - ISO metric coarse thread bolt							
Rosca Thread	Seção resistente nominal Area de esfuerzo nominal Nominal stress area mm <sup>2</sup>	Classe de resistência / Clase de resistencia / Property class					
		Carga de prova / Carga de prueba / Proof load N					
		4.8	5.8	8.8	9.8	10.9	12.9
M8	36,6	11 400	13 900	21 200	23 800	30 400	35 500
M10	58	18 000	22 000	33 700	37 700	48 100	56 300

Fonte: Modificado do catálogo de parafusos da Ciser

Figura 118 Parafusos selecionados 1/4" BSW, M8 e M10



Fonte: Autoria própria.

Com a realização das simulações e levantamento das tensões máximas em cada componente, foi realizada a comparação com o valor da tensão de escoamento médio apresentado nas propriedades mecânicas para os aços da norma SAE, conforme mostrado na Tabela 2, como realizado no projeto anterior, a escolha do material para cada peça foi baseado na tensão máxima estar abaixo do limite de escoamento do aço selecionado, a título de comparação também foi adicionado uma coluna com o fator de segurança de cada componente.

Tabela 2: Seleção de material para as peças após simulação.

Componentes	Tensão máxima (MPa)	Material escolhido (SAE)	Limite de escoamento (MPa)	Fator de segurança
Cruzeta	67,16	Aço 1020	207	3
Barra	105,3	Aço 1020	207	1,9
Suporte da garra	132,3	Aço 1020	207	1,5
Garra	62,63	Aço 1020	207	3,3

### **8.3.3. Projeto Detalhado**

Está fase do projeto do dispositivo, consistiu no detalhamento de cada componente que integra o dispositivo. Com as dimensões e especificações dos materiais a serem utilizados, etapa necessária para a usinagem dos componentes. O projeto detalhado pode ser consultado no APÊNDICE B.

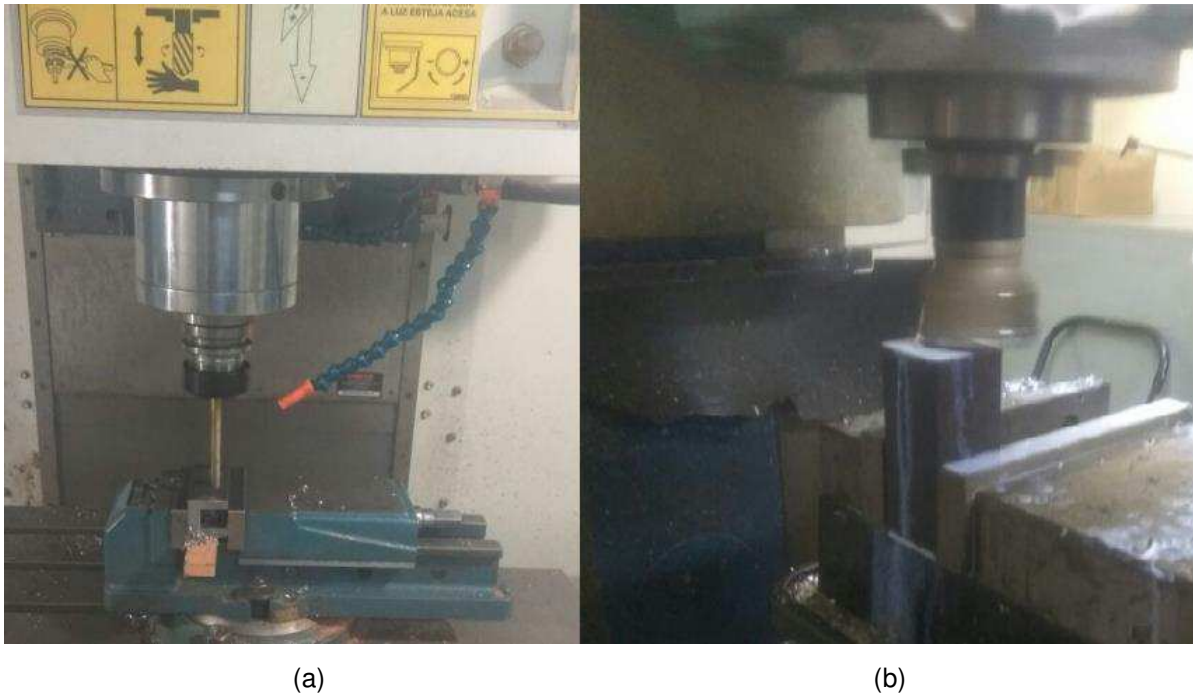
### **8.3.4. Fabricação**

Depois da etapa do projeto preliminar com o dimensionamento de todos os componentes e o projeto detalhado com os desenhos e especificações, foi dado início a fabricação do dispositivo.

Toda a fabricação foi realizada no Laboratório de Maquinas Operatrizes do Instituto Federal da Paraíba, no Campus de Cajazeiras, executado principalmente pelo autor deste trabalho.

Com a seleção da guia linear e parafusos e todos os desenhos detalhados de cada peça, iniciou a separação do material e início da usinagem. Na fabricação de cada peça, foi utilizado uma fresadora universal DebMaq® FU360, um torno mecânico Nardini®, uma serra de fita horizontal, furadeira de coluna, e um centro de usinagem Romi D600, além de varias ferramentas manuais para ajuste. Como demonstrado na Figura 119 (a) e (b). Outras fotos dos equipamentos e do processo de fabricação estão no APÊNDICE E.

Figura 119 Processos de usinagem.



Fonte: Autoria própria.

A seguir apresentarei as peças já finalizadas, separadas por conjuntos do subsistema.

- Subsistema da base de fixação na máquina:

Foi realizado o corte da barra de aço e realizado a montagem para a configuração conforme a Figura 120, em formato de X. Sendo realizada a solda em todo o contorno, após a soldagem foi realizado o rebaixo do cordão de solda que ficou do lado de baixo da peça. Após essa etapa foi realizado a furação de todos os furos de fixação dos trilhos e realizado a abertura de rosca com o macho  $\frac{1}{4}$ " BSW. Conforme pode ser conferido na Figura 120, com os trilhos já fixados na base.

Figura 120 Base de fixação com os trilhos.



Fonte: Autoria própria.

- Subsistema de carregamento:

Iniciou-se com o corte da barra de aço, obtendo um quadrado com lado de 62 mm. No torno universal equipado com a placa de quatro castanhas, foi realizado o furo central de 20 mm. Após esta etapa, o rebaixo para formar os quatro “braços” da cruzeta e a furação em cada braço foi realizado em uma fresadora universal.

Figura 121 Cruzeta de fixação das barras.



Fonte: Autoria Própria.

- Subsistema dos eixos:

Foram cortados todos os componentes a partir dos materiais indicados no projeto detalhado, após essa etapa, foram realizados os rebaixos e furos na fresadora universal e no centro de usinagem. A solda dos componentes do suporte da garra foi utilizado eletrodo E7018, além dos cordões laterais como demonstrado

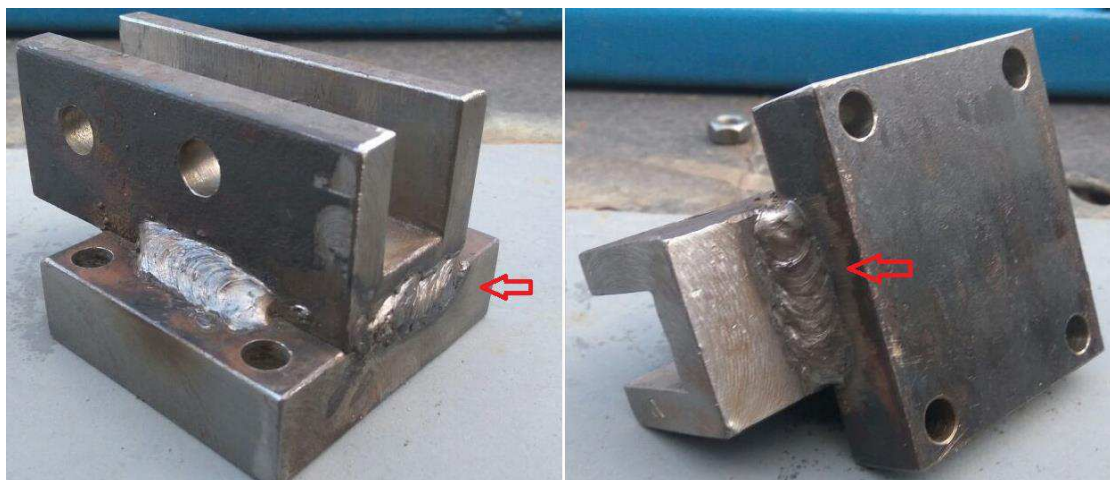
na Figura 114, foi soldado também a parte da frente e de trás, como indicado na Figura 123.

Figura 122 Subsistema dos eixos sem o trilho (a), conjunto parcialmente desmontado (b) e (c)



Fonte: Autoria própria.

Figura 123 Suporte da garra com as soldas de reforço.



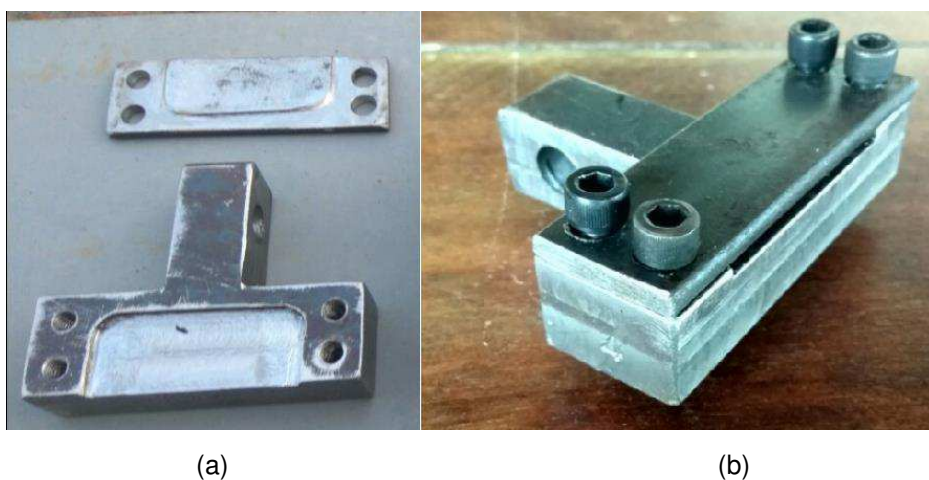
Fonte: Autoria própria.



- Subsistema de fixação do corpo de prova:

Todo o processo de usinagem desse componente foi realizado na fresadora universal, realizando todo o faceamento e furação, foi usinado um rebaixo na face superior da garra para acomodar o corpo de prova e melhorar a fixação, podendo ser fixado corpos de prova com até 1 mm de espessura. Após a etapa de furação foi realizada a abertura de rosca com o macho 1/4" BSW. Na Figura 124 é apresentado o componente montado como a tampa.

Figura 124 Garra de fixação do corpo de prova (b), desmontada (a).



Fonte: Autoria própria.

Após apresentar cada subsistema, na Figura 125 é demonstrado o dispositivo montado com o corpo de prova, na configuração do ensaio. Com relação à fabricação do corpo de prova, será exposto na seção 8.4.

Figura 125 Dispositivo montado.



Fonte: Autoria própria.

### 8.3.5. Teste

Para realização dos testes do dispositivo, não é necessário utilizar exclusivamente a máquina de ensaio Instron, apesar de o projeto dimensionar para ser utilizada nesta máquina, conforme pode ser observado na Figura 108, basta uma aplicação de uma força vertical de compressão para realizar o movimento do dispositivo e obter o ensaio biaxial. Logo, para não depender de testar o dispositivo unicamente na máquina Instron, optou-se por realizar os primeiros testes do protótipo na prensa hidráulica de 15 t no Laboratório de máquina operatrizes do IFPB. Com essa opção, não haveria o controle automático da aplicação de carga oferecido pela Instron, já que a prensa hidráulica funciona com carregamento manual, mas para carregamento quase estático essa variação de aplicação de carga não interferiria nos resultados do teste do dispositivo.

Assim, os testes foram separados em dois tipos, o primeiro foi um teste de rigidez do dispositivo utilizando o corpo de prova de MDF. Após a realização do ensaio, foram realizadas as medições das dimensões de cada componente para verificar deformação, o que será melhor exposto a seguir. O segundo teste foi de deformação dos corpos de prova de PS, para ser possível visualizar as deformações biaxiais no corpo de prova.

#### **8.3.6. Teste de rigidez**

Com o intuito de testar a rigidez do dispositivo e garantir que não houvesse deformação na realização de ensaios futuros, efetuou-se o teste para chegar ao limite estipulado no projeto de 30 KN.

Para este fim, foi fabricado o corpo de prova em MDF, com espessura de 4 mm que será apresentado com maior detalhe na seção 8.4. Utilizou-se a prensa hidráulica com capacidade de 15 t para o teste. Para dar mais estabilidade na base da prensa, foi utilizado varias barras chatas com espessura de ½” por 2” de largura. Como pode ser notado na Figura 126.

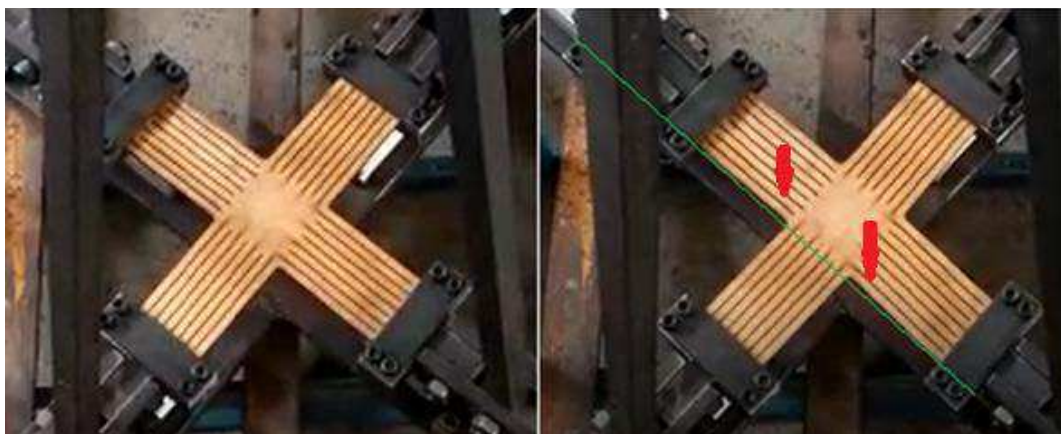
Figura 126 Realização do teste de rigidez.



Fonte: Autoria própria.

Durante o teste de rigidez, notou-se uma deformação lateral dos braços do corpo de prova, Como indicado pelas setas na comparação da Figura 127, onde a linha verde foi desenhada para melhorar a visualização. A única deformação aparente notada no corpo de prova foi o desvio no braço, até chegar a carga de 3 t, (aproximadamente 30 KN). Nesse ponto, foi inspecionado visualmente todo o dispositivo para verificar deformações em alguma peça. Nota-se um pequeno desnivelamento da base do dispositivo, apesar do reforço das barras de aço, o que provavelmente foi à causa da deformação lateral do corpo de prova. Mas todo o dispositivo estava em condições de continuar o teste, logo foi decidido por continuar o teste ate a ruptura do corpo de prova e após isso, desmontar todo o equipamento e fazer a verificação dimensional de cada componente. A ruptura ocorreu aproximadamente com 5,5 t de carga (55 KN).

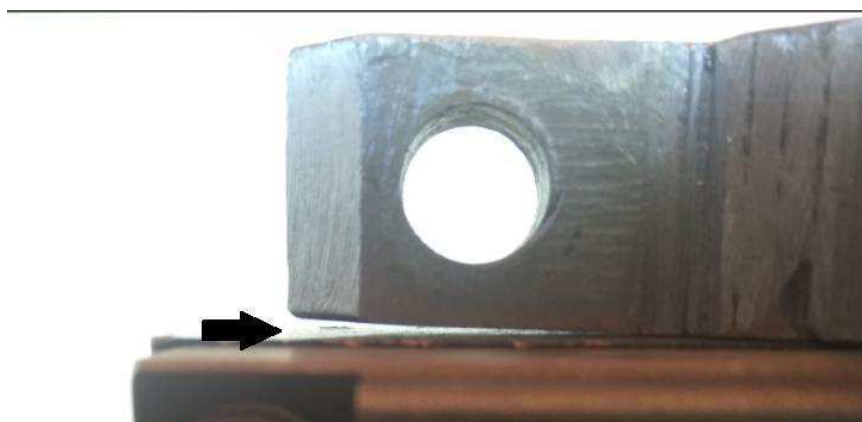
Figura 127 Desvio lateral do corpo de prova.



Fonte: Autoria própria.

Após a desmontagem e verificação dimensional, a única peça que apresentou diferença dimensional foi a cruzeta, onde um dos “braços” apresentou uma deformação, indicado na Figura 128.

Figura 128 Deformação na cruzeta.



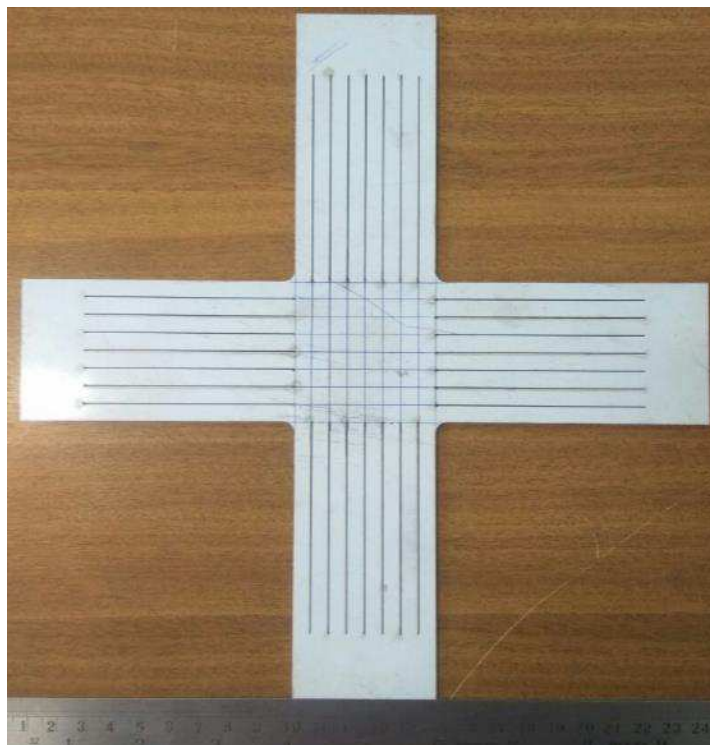
Fonte: Autoria Própria.

### 8.3.7. Teste de deformação do corpo de prova.

Após realização do teste de rigidez e correção da deformação na cruzeta, que após avaliação, não seria necessário fabricar uma nova cruzeta para realizar o teste de deformação no corpo de prova de PS, já que a carga seria inferior aos 30KN. Foi feita uma intervenção no nivelamento da base do dispositivo, para evitar a deformação lateral do corpo de prova.

Para verificar a deformação na área central do corpo de prova, foi utilizada a técnica que o Rohr usou no seu trabalho, que é a impressão de um campo quadriculado na área central do corpo de prova. Conforme a Figura 129.

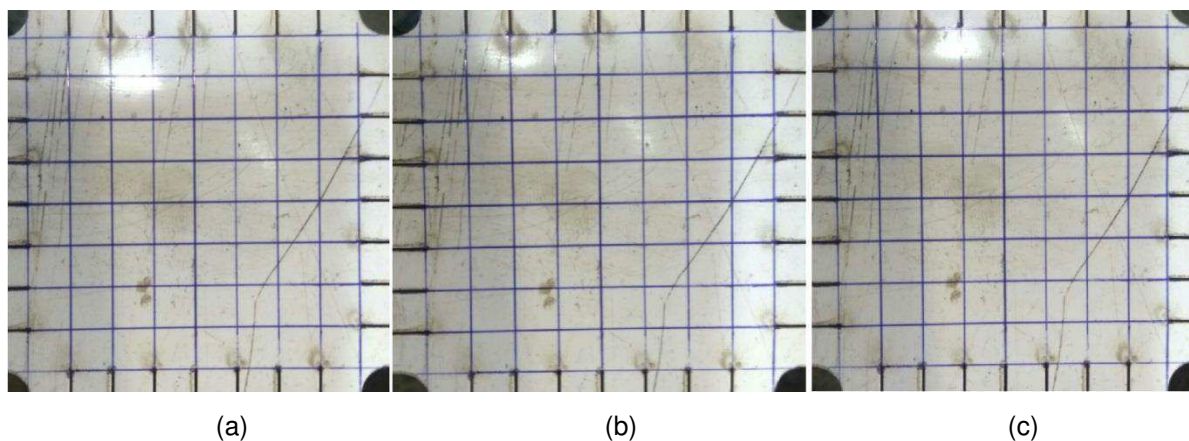
Figura 129 Corpo de prova com área quadriculada.



Fonte: Autoria própria.

Durante o teste, fotografias foram tiradas da área central a cada 500 Kg de carga (menor medida apresentada no mostrador da prensa). Para poder assim, fazer uma comparação através das imagens da deformação ocorrida. Assim, obteve-se três imagens, uma sem carga, e as outras com 0,5 e 1,0 t, apresentadas a Figura 130 (a), (b) e (c) respectivamente. Antes de chegar à medida de 1,5 t, o corpo de prova rompeu.

Figura 130 Imagens da área central, sem carga (a), 0,5 t (b) e 1,0 t (c).



Fonte: Autoria própria.

A partir das imagens, não foi possível verificar uma deformação aparente antes do rompimento do corpo de prova.

Durante o teste, também ocorreu deformação lateral do corpo de prova, mesmo com a tentativa de nivelamento da base do dispositivo para evitar o desalinhamento dos eixos. Figura 131.

Figura 131 Desalinhamento do corpo de prova durante teste.

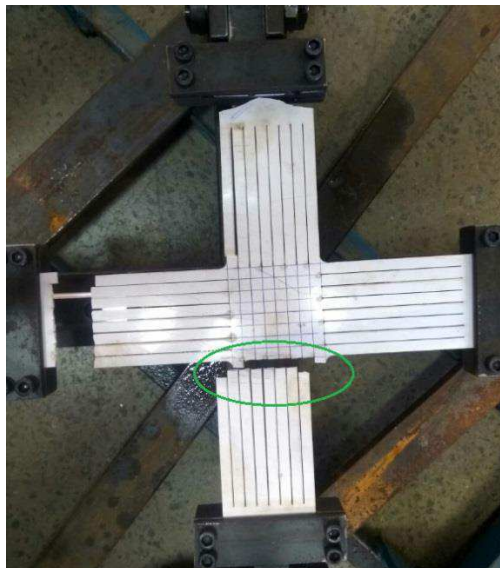


Fonte: Autoria própria.

Como demonstrado na simulação do corpo de prova, que será apresentado na seção 8.4.2 na Figura 136, a maior tensão surge na área de encontro entre o braço da amostra e a área central. O corpo de prova iniciou a fratura nessa área, indicado pela elipse na Figura 132. As outras fraturas ocorreram após a primeira fratura. O desalinhamento pode ter contribuído para o surgimento precoce da

primeira fratura, indicando que o corpo de prova poderia ter suportado um pouco mais de carga.

Figura 132 Corpo de prova após teste.



Fonte: Autoria própria.

Assim, para contornar os problemas encontrados no teste anterior, de desalinhamento dos eixos causado pelo não nivelamento da base do dispositivo e medição da deformação do corpo de prova, para garantir que ocorra o mesmo deslocamento nos dois eixos, realizou-se um novo teste, em uma prensa de 150 t. A prensa tem uma mesa de suporte bem mais ampla e rígida para garantir o nivelamento da base. Para medir a deformação, foi utilizado um paquímetro de 12" com resolução de 0,02 mm, verificando a distância entre as duas garras em cada eixo. No teste foi realizada aplicação de três carregamentos suaves, pois a prensa por ser de grande capacidade, a menor leitura de carga no manômetro é de 5 t.

A Figura 133 demonstra a configuração do dispositivo montado na prensa, onde o teste foi realizado. Neste teste o corpo de prova de PS com 4 mm de espessura não foi fraturado, para não danificar os componentes do dispositivo com sobrecarga.



Figura 133 Terceiro teste usando a prensa de 150 t.



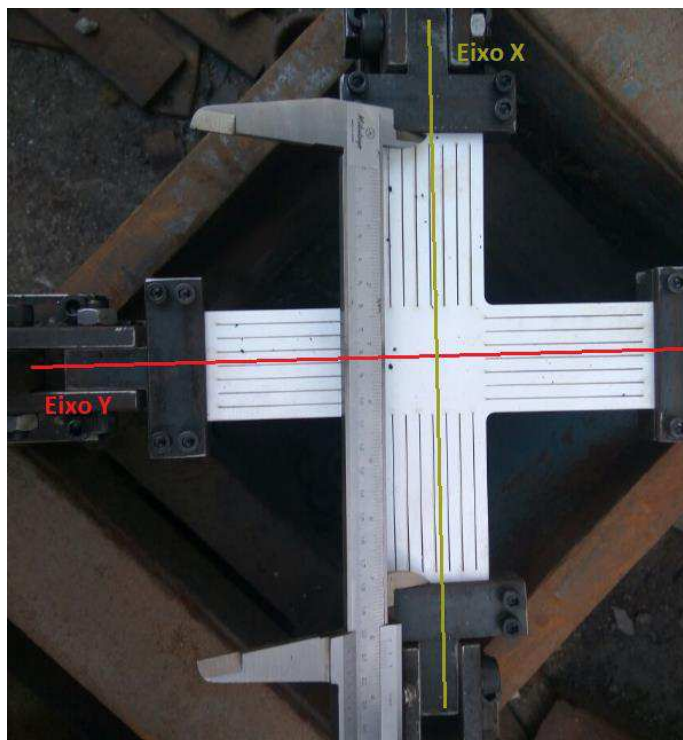
Fonte b: Autoria própria.

Inicialmente as distâncias entre as garras dos eixos X e Y foram medidas sem aplicar carga, o que pode ser visto na Figura 134. A partir desse ponto efetuou-se o carregamento e as medições foram repetidas. O posicionamento do paquímetro pode ser verificado na Figura 134. A Tabela 3 apresenta as leituras das medidas e a diferença entre as medidas entre os eixos em cada medição.

Tabela 3 Medições realizadas no teste.

Distancia (mm)	0	1	2	3
Eixo X	25,04	25,26	25,38	25,56
Eixo Y	24,62	24,82	24,98	25,2
Diferença entre X e Y	0,42	0,44	0,4	0,36

Figura 134 Demonstração dos eixos e forma de medição.



Fonte: Autoria própria.

Como podemos verificar na Tabela 3, não ocorreu variação significativa na diferença de medidas verificadas entre os eixos a cada carregamento. Com relação à deformação lateral do corpo de prova, durante o teste, não houve identificação de deformação visualmente. Logo, a partir dos recursos disponíveis, é possível afirmar que no último teste, foram obtidos resultados satisfatórios na expectativa que indicação de deformação biaxial.

#### **8.4. Corpo de prova**

O corpo de prova foi baseado na norma ISO 16842:2014 como apontado na seção 7.2, a seguir serão apresentados as etapas de obtenção do corpo de prova.

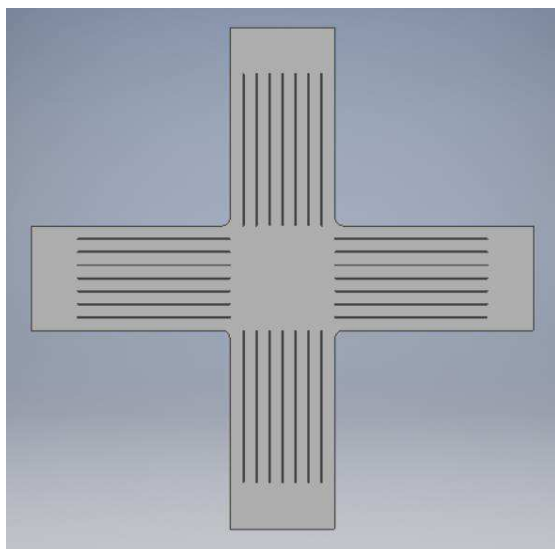
##### **8.4.1. Conceito do corpo de prova**

Com a solução de empregar um corpo de prova cruciforme, optou-se por utilizar a geometria apresentada na norma ISO 16842:2014, pois essa geometria já foi bastante otimizada, como apresentado na seção 5.12, no trabalho da pesquisadora Hanabusa. Porém a norma é voltada para utilização de metais, mas como a geometria foi desenvolvida para provocar tensão biaxial na área central em materiais isotrópicos, é possível utilizar polímeros com esta mesma característica e

obter uma deformação biaxial. A utilização também foi escolhida para futuramente os resultados gerados por outros pesquisadores, possam ser confrontados.

Uma alteração na geometria do corpo de prova apresentado na Figura 82 foi a não redução na espessura da área central, devido à complexidade de usinagem necessária. Assim, obtemos a seguinte concepção para o corpo de prova, Figura 135.

Figura 135 Corpo de prova.



Fonte: Autoria própria.

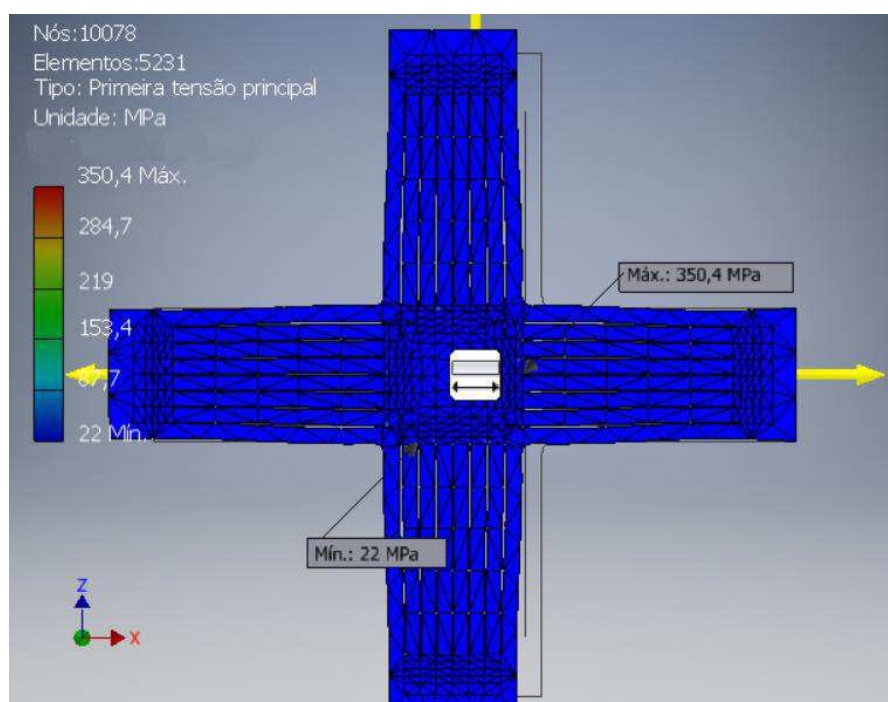
#### **8.4.2. Projeto preliminar do corpo de prova**

Para o projeto preliminar do corpo de prova, foi necessário a geometria e dimensões retiradas da norma ISO 16842:2014, porém não foi possível obter a norma, mas no trabalho apresentado pelo pesquisador Xiao (XIAO *et al.*, 2016), o mesmo apresenta as medidas referente a norma, apresentado na Figura 82. Sendo possível, a partir das medidas extraídas da figura, obter uma amostra para realizar simulações.

Para realizar a simulação, foram escolhidos alguns materiais poliméricos de fácil obtenção no mercado, como a poliamida (Nylon) e o poliestireno (PS). A simulação no corpo de prova foi necessária para escolher qual a carga máxima de trabalho para o dispositivo.

Na Figura 136, temos uma simulação para análise de tensão atuante no corpo de prova de poliestireno com 4 mm de espessura, para uma carga aplicada de 10KN. Como resultado, o aparecimento da tensão máxima de 350 MPa na região de encontro entre o braço e a área central, Como o poliestireno possui tensão máxima de tração de 48 MPa, a carga de 10 KN é suficiente para romper o material, por isso não há gradiente de cores no corpo de prova da Figura 136, devido ao software já detectar a ruptura, mas há a indicação da tensão máxima e mínima.

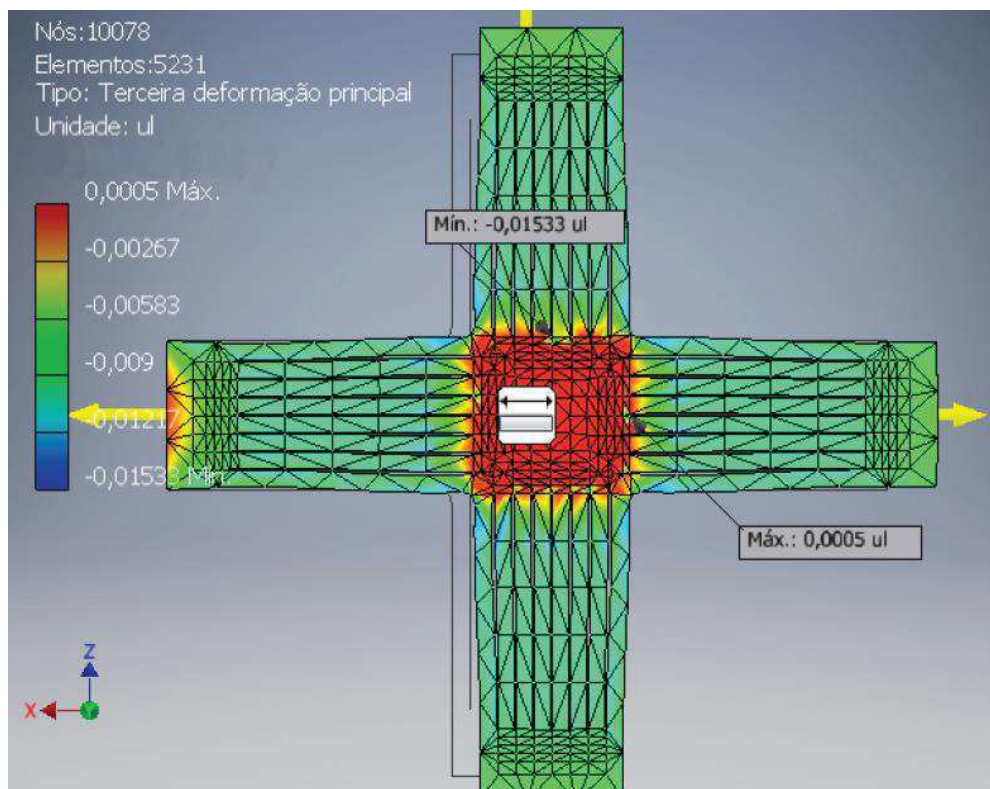
Figura 136 Simulação do corpo de prova.



Fonte: Relatório de simulação do Inventor.

Na Figura 137, podemos ver a deformação relativa a espessura, onde acontece a deformação máxima na área central. Isto indica que a tensão que ocorre nessa área seja biaxial, como resultado da interação das cargas provenientes dos braços da amostra.

Figura 137 Deformação relativa a espessura do corpo de prova.



Fonte: Relatório de simulação do Inventor.

#### 8.4.3. Projeto detalhado do corpo de prova

Esta fase consistiu no detalhamento da geometria do corpo de prova. Com as dimensões e especificações dos materiais a serem utilizados, etapa necessária para a fabricação. O projeto detalhado pode ser consultado no APÊNDICE C.

#### 8.4.4. Fabricação do corpo de prova

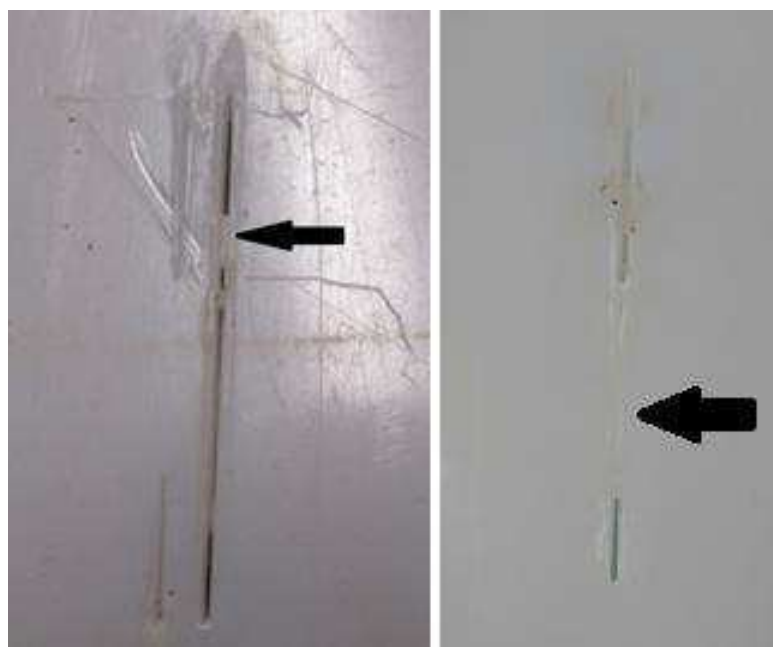
Para fabricar o corpo de prova com a geometria escolhida no projeto preliminar, é necessário que o mesmo seja cortado a laser, principalmente para obter as ranhuras em cada braço, como demonstrado nos trabalhos pesquisados. As ranhuras são de fundamental importância para obter campo de tensão biaxial na área central do corpo de prova. Estas ranhuras não seriam possíveis de obter por usinagem convencional com as ferramentas e maquinário disponível.

Foi realizada uma pesquisa de empresas que fazem corte a laser na cidade de Campina Grande. Primeiro, fazendo levantamento de empresas que fazem corte a laser em metal e polímero, por pretender obter corpo de prova em polímero e

alumínio, mas nenhuma empresa na cidade trabalha com corte a laser em metal. Logo foi obtido somente corpo de prova em polímero.

Pretendia-se inicialmente fabricar os corpos de prova em Nylon, um polímero dúctil, que apresenta boa deformação antes de romper e baixa resistência à tração. Foi utilizada uma placa de Nylon com 4 mm de espessura para realizar o corte, porém não foi possível cortar o Nylon a laser, já que o material derreteu mesmo realizando o corte com a potência mais baixa do laser. Como demonstrado na Figura 138, podemos ver a ranhura dos dois lados da placa, onde parte do material que derreteu e fechou parcialmente o corte realizado indicado pelas setas.

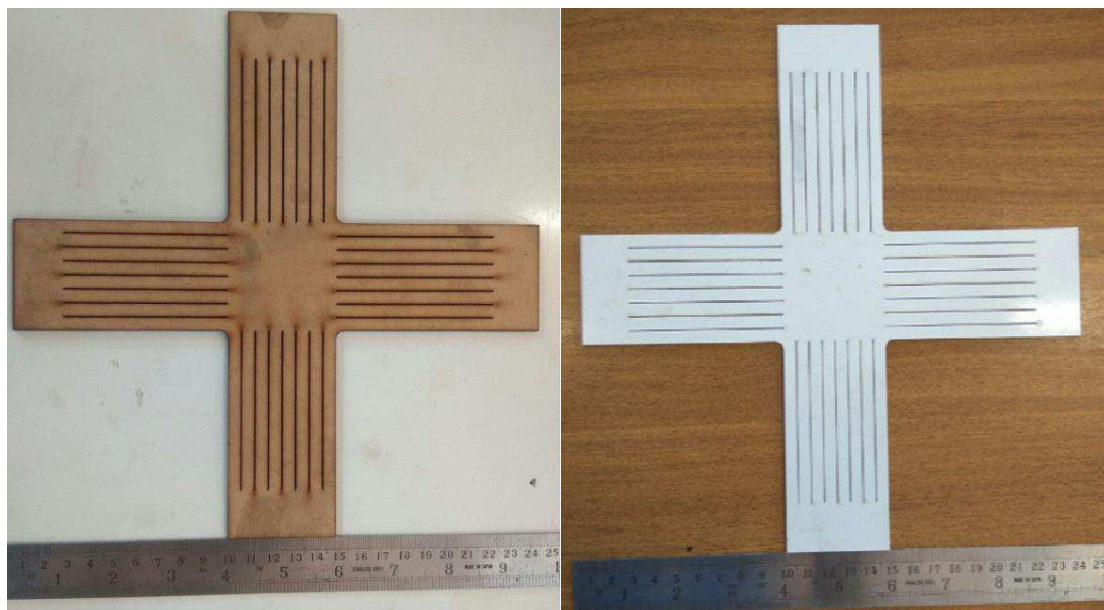
Figura 138 Corte do laser no Nylon.



Fonte: Autoria própria.

Utilizou-se então o poliestireno (PS) para a fabricação dos corpos de prova. Foram então fabricados dois corpos de prova com 2 mm de espessura e dois corpos de prova com 4 mm de espessura. Nesta etapa optou-se por fabricar um corpo de prova em MDF com 4 mm de espessura, para realizar o teste de rigidez do equipamento, devido a sua maior resistência à tração em relação ao PS. Na Figura 139 (a) apresenta o corpo de prova em MDF e a Figura 139 (b) em PS.

Figura 139 Corpos de prova fabricados.



(a)

(b)

Fonte: Autoria própria.

## CAPITULO V

### 9. CONSIDERAÇÕES FINAIS E SUGESTÕES

O ensaio de tração biaxial é uma área pouco explorada no meio científico para a aquisição de dados de propriedades de materiais, mesmo após mais de 50 anos desde os primeiros trabalhos publicados. Sendo uma área com muito dados a serem explorados, principalmente no Brasil que praticamente inexistem trabalhos neste tema. Logo, este trabalho de mestrado, visa à introdução de mais essa ferramenta de ensaio mecânico na ciência brasileira.

#### 9.1. Conclusões

Foi realizado a seleção da concepção, o projeto e simulação de dois dispositivos de ensaio biaxial baseados em diferentes concepções de mecanismos.

Não foi possível o desenvolvimento do dispositivo baseado na concepção de mecanismo proposto pelos pesquisadores Brieu, Diani e Bhatnaga.

Foi possível o desenvolvimento de um dispositivo de ensaio biaxial baseado no mecanismo apresentado por Rohr, Harwick e Nahme para ser acoplado a uma máquina de ensaio de tração universal e utilizando um corpo de prova cruciforme. O dispositivo desenvolvido pode ensaiar corpos de prova com dimensões de até 350 mm e carga de 30 KN.

Foi possível a seleção da concepção, o projeto, simulação e fabricação de corpos de prova para ensaios mecânicos biaxiais.

Nesse trabalho foram testados três materiais para fabricação dos corpos de prova para o ensaio biaxial: madeira, poliamida (Nylon) e o poliestireno (PS). Foi possível a fabricação usando corte a laser de corpos de provas cruciforme e com ranhuras feitos de madeira com 4 mm e poliestireno de 2 e 4 mm de espessura. Não foi possível a fabricação usando corte a laser de corpos de prova de poliamida (Nylon) com 4 mm de espessura.

#### 9.2. Sugestões para trabalhos futuros.

- Instrumentar o dispositivo desenvolvido e utiliza-lo em conjunto com a máquina de tração universal, para obter dados quantitativos da deformação e campo de tensão biaxial.



- Selecionar outros tipos de materiais para o corpo de prova para realizar o ensaio de tração biaxial.
- Ensaar outros tipos de geometria para o corpo de prova.

## REFERÊNCIAS

- BERTIN, M.; HILD, F.; ROUX, S., Optimization of a Cruciform Specimen Geometry for the Identification of Constitutive Parameters Based Upon Full-Field Measurements. *Strain*, Wiley-Blackwell, v. 52, p. 307-323, 2016.
- BHATNAGAR, N. *et al.* Development of a biaxial tensile test fixture for reinforced thermoplastic composites. *Polymer Testing*, NULL, v. 26, n. 2, p. 154–161, 2007.
- BOEHLER, J. P.; DEMMERLE, S.; KOSS, S. A new direct biaxial testing machine for anisotropic materials. *Experimental Mechanics*, NULL, v. 34, n. 1, p. 1–9, 1994.
- BRIEU, M.; DIANI, J.; BHATNAGAR, N. A New Biaxial Tension Test Fixture for Uniaxial Testing Machine—A Validation for Hyperelastic Behavior of Rubber-like Materials. *Journal of Testing and Evaluation*, v. 35, n. 4, p. 100688, 2007.
- COSTA, B. A. *INFLUÊNCIA DO TAMANHO DE GRÃO NA INSTABILIDADE PLÁSTICA DE CHAPAS SUBMETIDAS A TENSÕES BIAXIAIS*. 2008. 51 f. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- DEMMERLE, S.; BOEHLER, J. P. Optimal design of biaxial tensile cruciform specimens. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, NULL, v. 41, n. 1, p. 143–181, 1993.
- GEIGER, M. *et al.* Novel Concept of Experimental Setup for Characterisation of Plastic Yielding of Sheet Metal at Elevated Temperatures. *Advanced Materials Research*, v. 6–8, p. 657–664, 2005.
- HANABUSA, Y.; TAKIZAWA, H.; KUWABARA, T. Numerical verification of a biaxial tensile test method using a cruciform specimen. *Journal of Materials Processing Technology*, NULL, v. 213, n. 6, p. 961–970, 2013.
- HANNON, A.; TIERNAN, P. A review of planar biaxial tensile test systems for sheet metal. *Journal of Materials Processing Technology*, NULL, v. 198, n. 1–3, p. 1–13, 2008.
- HAYHURST, D. R. A BIAxIAL-TENSION CREEP-RUPTURE TESTING MACHINE. *Department of Engineering, University of Leicester*, n. 2, p. 119–123, 1973.
- KELLY, P. The Cauchy Stress Tensor. *Solid Mechanics Book*. Auckland - NZ: Department of Engineering Science, University of Auckland, 2015. p. 330–334.
- KUWABARA, T.; IKEDA, S.; KURODA, K. Measurement and analysis of differential work hardening in cold-rolled steel sheet under biaxial tension. *Journal of Materials Processing Technology*, NULL, v. 80–81, p. 517–523, 1998.
- MAKINDE, A. *et al.* Design of a biaxial extensometer for measuring strains in cruciform specimens. *Experimental Mechanics*, v. 32, n. 2, p. 132–137, 1992.
- MAKINDE, A.; THIBODEAU, L.; NEALE, K. W. Development of an apparatus for biaxial testing using cruciform specimens. *Experimental Mechanics*, v. 32, n. 2, p. 138–144, 1992.

MAKRIS, A. *et al.* A review of biaxial test methods for composites. *Proceedings of the 13th International Conference on Experimental Mechanics, Alexandroupolis, Greece, July 1-6, 2007*, NULL, n. i, p. 933–934, 2007.

MERKLEIN, M.; BIASUTTI, M. Development of a biaxial tensile machine for characterization of sheet metals. *Journal of Materials Processing Technology*, NULL, v. 213, n. 6, p. 939–946, 2013.

MORALES, E. D. *ANÁLISE DE CRITÉRIOS DE FALHA EM MATERIAIS DÚCTEIS: UM ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL ANÁLISE DE CRITÉRIOS DE FALHA EM MATERIAIS DÚCTEIS: UM*. 2013. 113 f. Universidade de São Paulo, 2013.

NEVES, S. R. S. *Concepção de um Mecanismo para Ensaio Mecânico de Tração Biaxial*. . Campina Grande: Universidade Federal de Campina Grande. , 2016

PASCOE, K. J.; VILLIERS, J. W. R. DE. Low cycle fatigue of steels under biaxial straining. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, v. 2, n. 2, p. 117–126, 1967.

ROCHA, L. Módulo Didático - Departamento de Construção e Estruturas - UNIVERSIDADE FEDERAL DA BAHIA. *Módulo Didático - DCE*. [S.l.]: Departamento de Construção e Estruturas., 2002. .

ROHR, I.; HARWICK, W.; NAHME, H. Der biaxiale Kreuzzugversuch zur Ermittlung von Werkstoffkennwerten von Airbaggeweben am Beispiel von Polyamid 6.6. *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, v. 36, n. 5, p. 195–197, 2005.

SHIMAMOTO, A.; SHIMOMURA, T.; NAM, J. The development of a servo dynamic biaxial loading device. *Key Engng Mater.*, v. 243, p. 99–104, 2003.

SHIRATORI, E.; IKEGAMI, K. A new biaxial tensile testing machine with flat specimen. *Bulletin of the Tokyo Institute of Technology*, v. 80, n. 51, p. 105–118, 1967.

SHIRATORI, E.; IKEGAMI, K. Experimental study of the subsequent yield surface by using cross-shaped specimens. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, v. 16, n. 6, p. 373–394, 1968.

SILVA, L. C. *UMA ANÁLISE CRÍTICA DO ENSAIO DE TRAÇÃO BIAxIAL POR INFLAÇÃO PARA CARACTERIZAÇÃO DE PROPRIEDADES MECÂNICAS EM BORRACHAS*. 2014. 160 f. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2014.

SOUZA, S. A. DE. *Ensaio Mecânicos de Materiais Metálicos - Fundamentos mecânicos e práticos*. . [S.l: s.n.]. , 1982

TIGRINHO, L. M. V. *ANÁLISE DA FRATURA DE CHAPAS DO AÇO AVANÇADO DE ALTA RESISTÊNCIA DP600 QUANDO SUBMETIDO A DIFERENTES ESTADOS DE TENSÕES*. 2011. 129 f. Universidade Federal do Paraná, 2011.

TOLEDO, E.; BASTOS, F.; CURY, A. *Apostila de Resistência dos Materiais II*. Juiz de Fora: Universidade Federal de Juiz de Fora, 2017.

WILSON, I. H.; WHITE, D. J. Cruciform specimens for biaxial fatigue tests: An

investigation using finite-element analysis and photoelastic-coating techniques. *The Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, v. 6, n. 1, p. 27–37, 1971.

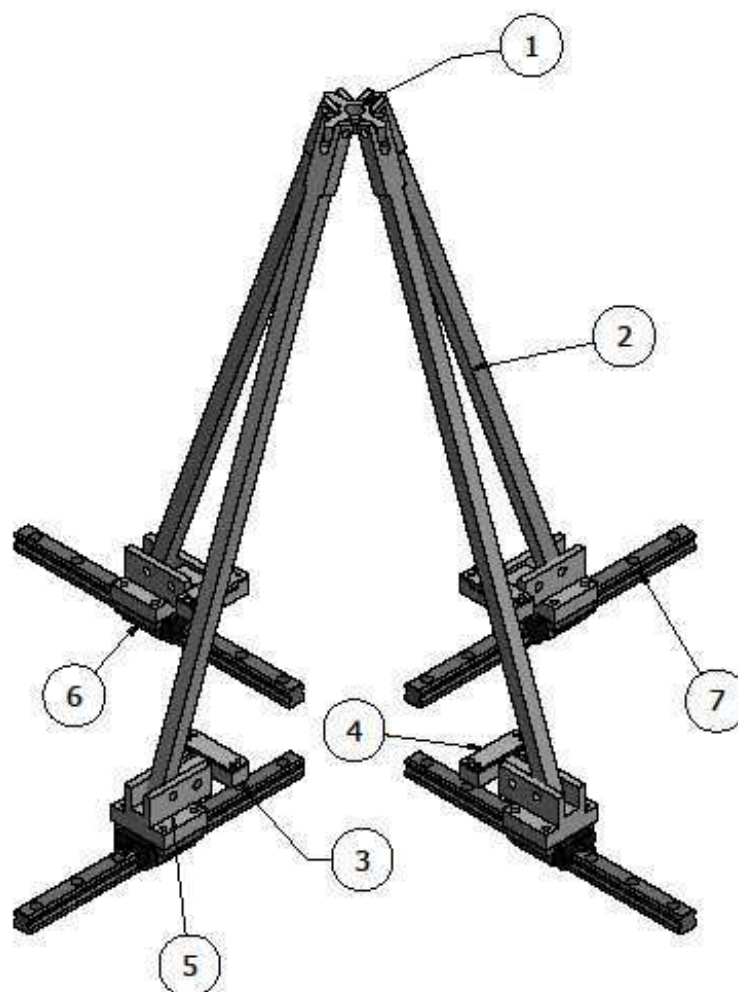
XIAO, R. *et al.* DESIGN OF BIAXIAL TENSILE CRUCIFORM SPECIMEN BASED ON SIMULATION OPTIMIZATION. NULL, n. Mmceeb 2015, p. 178–186, 2016.

## APÊNDICES

### APÊNDICE A - Quadro de informação com os trabalhos de pesquisa sobre tração biaxial

ANO	TRABALHO ACADÊMICO	ENSAIO BIAxIAL							AUTORES		
		MÁQUINA UTILIZADA			TIPO DE CORPO DE PROVA			FIXAÇÃO CORPO DE PROVA		AUTOR PRINCIPAL	AUTOR 2
		AUTONOMA	DISPOSITIVO	SIMULAÇÃO	CRUZ			ATRITO	POR FURO		
					S/ FENDA	C/ FENDA	REDUÇÃO ÁREA				
1967	A new biaxial tensile testing machine with flat specimen.	x			x			x	Shiratori	Ikegami	
1967	Low cycle fatigue of steels under biaxial straining.	x			x		x		Pascoe	Villiers	
1968	Experimental study of the subsequent yield surface by using cross-shaped specimens.				x			x	Shiratori	Ikegami	
1971	Cruciform Specimens for Biaxial Fatigue Test: An Investigation Using Finite-element Analysis and Photoelastic-Coating Techniques	x		x	x				Wilson	White	
1973	A BIAxIAL-TENSION CREEP-RUPTURE TESTING MACHINE	x			x			x	Hayhurst		
1992	Development of an Apparatus for Biaxial Testing Using Cruciform Specimens	x		x	x		x		Makinde	Thibodeau	
1992	Design of a Biaxial Extensometer for Measuring Strains in Cruciform Specimens				x				Makinde	Thibodeau	
1992	Optimal Design of Biaxial Tensile Cruciform Specimens			x			x		Demmerle	Boehler	
1994	A New Direct Biaxial Testing Machine for Anisotropic Materials	x					x	x	Boehler	Demmerle	
1998	Measurement and analysis of differential work hardening in cold-rolled steel sheet under biaxial tension	x					x		Kuwabara	Ikeda	
2002	Design of a Cruciform Biaxial Tensile Specimen for Limit Strain Analysis by FEM.			x	x		x		Yu	Wan	
2003	The Development of Servo Dynamic Biaxial Loading Device	x			x			x	Shimamoto	Shimomura	
2005	Der biaxiale Kreuzzugversuch zur Ermittlung von Werkstoffkennwerten von Airbaggeweben am Beispiel von Polyamid		x		x			x	Rohr	Harwick	
2005	Biaxial tensile testing of cruciform specimen under complex loading	x					x		Wu	Wan	
2005	Novel Concept of Experimental Setup for Characterisation of Plastic Yielding of Sheet Metal at Elevated Temperatures			x	x				Geiger	Merklen	
2007	Development of a biaxial tensile test fixture for reinforced thermoplastic composites		x	x	x		x		Bhatnagar	Brieu	
2007	A New Biaxial Tension Test Fixture for Uniaxial Testing Machine - a Validation for Hyperelastic Behavior of Rubber-Like Materials		x	x	x			x	Brieu	Bhatnagar	
2008	Biaxial testing of fibre-reinforced composite laminates	x		x	x			x	Hemeitjck	Makris	
2008	A review of planar biaxial tensile test systems for sheet metal								Hannon	Tiernan	
2010	Development of an in-plane biaxial test for forming limit curve (FLC) characterization of metallic sheets	x		x	x			x	Zidane	Ragneau	
2012	Design optimisation of biaxial tensile test specimen using finite element analysis			x	x		x		Tiernan	Hannon	
2013	Cruciform shape benefits for experimental and numerical evaluation of sheet metal formability	x		x			x		Leotoing	Ragneau	
2013	Development of a biaxial tensile machine for characterization of sheet metals	x		x	x		x		Merklein	Biasutti	
2013	Numerical verification of a biaxial tensile test method using a cruciform specimen			x	x				Hanabusa	Kuwabara	
2013	Influence of Specimen Geometry on the Estimation of the Planar Biaxial Mechanical Properties of Cruciform Specimens	x		x	x			x	Hu	Hsu	
2015	Cruciform Specimen Design and Verification for Constitutive Identification of Anisotropic Sheets	x		x			x		Deng	Kuwabara	
2015	DESIGN OF BIAxIAL TENSILE CRUCIFORM SPECIMEN BASED ON SIMULATION OPTIMIZATION			x			x		Xiao	Ge	
2016	Optimization of a Cruciform Specimen Geometry for the Identification of Constitutive Parameters Based Upon Full-Field Measurements			x	x				Bertin	Roux	

APÊNDICE B - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial.

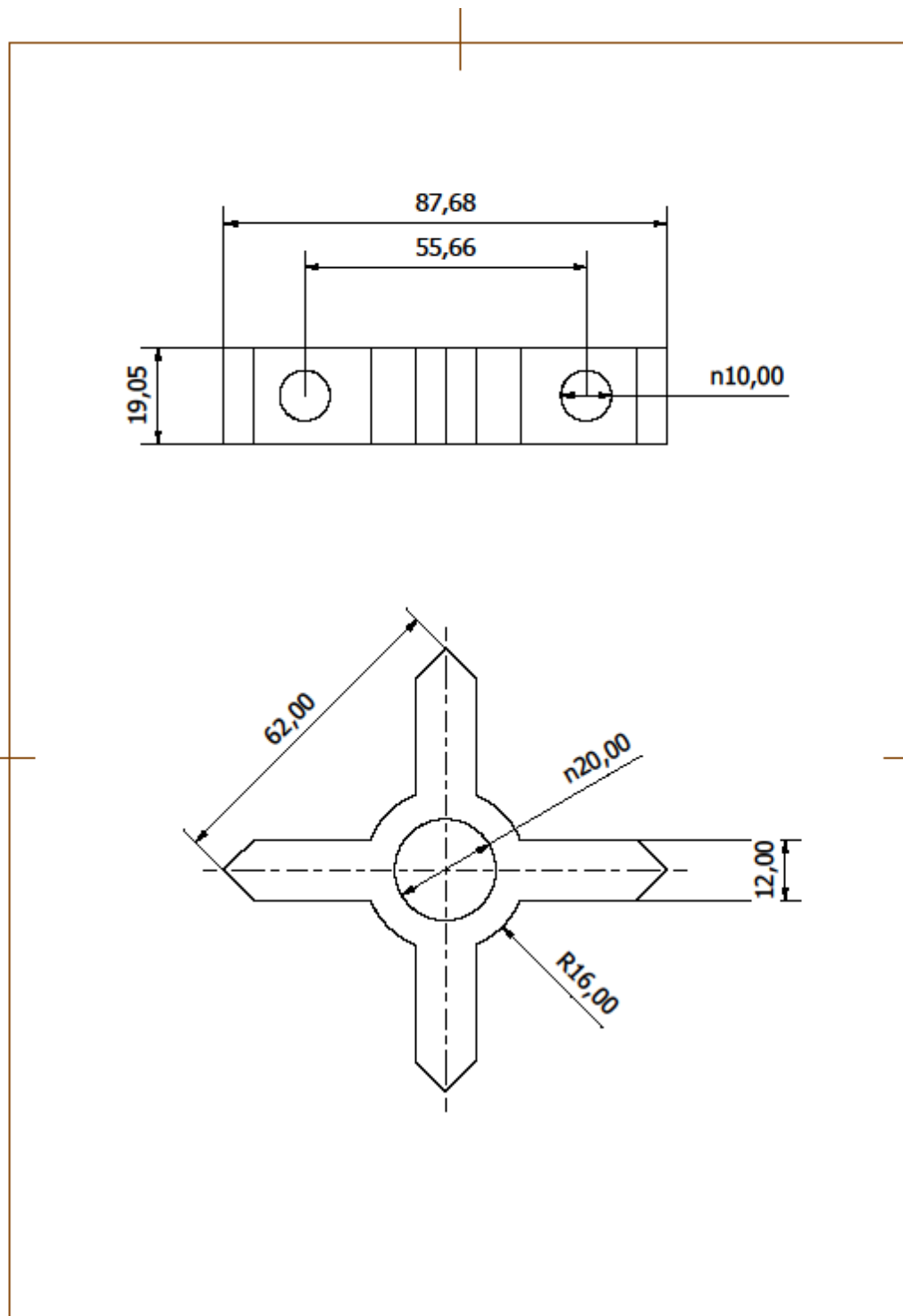


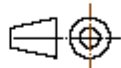

7	Trilho	4	Trilho de 25mm		400x25x22
6	Guia Linear	4	DFH25A		
5	Suporte para o guia	4		Aço SAE 1020	88x76x55
4	Fixador para o corpo de prova	4		Aço SAE 1020	26x80x6,35
3	Garra	4		Aço SAE 1020	62,5x80x19
2	Barra	4		Aço SAE 1020	770x28x19,05
1	Cruzeta	1		Aço SAE 1020	62x62x19,05
Item	Denominação	Qtd.	Referência	Material	Dimensões

### LISTA DE PEÇAS

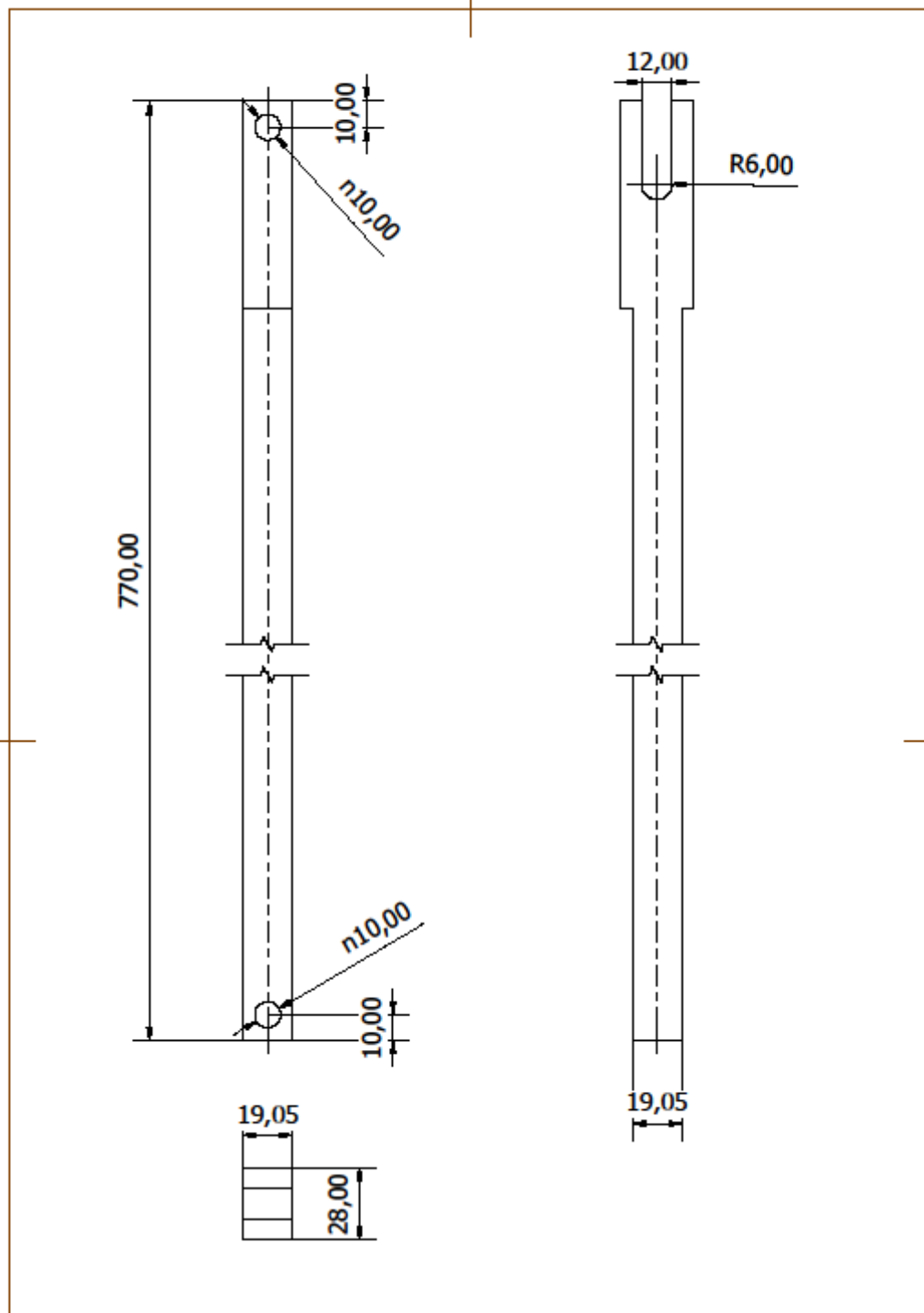
<b>Dispositivo de ensaio biaxial</b>			
	Autor:	Walter Belarmino	Dimensões em:
	Data:	18/10/2017	Milímetros
	Escala:	1 : 6	Folha:
			1/6

## APÊNDICE B - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



Título: <b>Cruzeta</b>			
	Autor: <b>Walter Belarmino</b>	Dimensões em: <b>Milímetros</b>	
	Data: <b>18/10/2017</b>	Escala: <b>1 : 1</b>	Folha: <b>2/6</b>

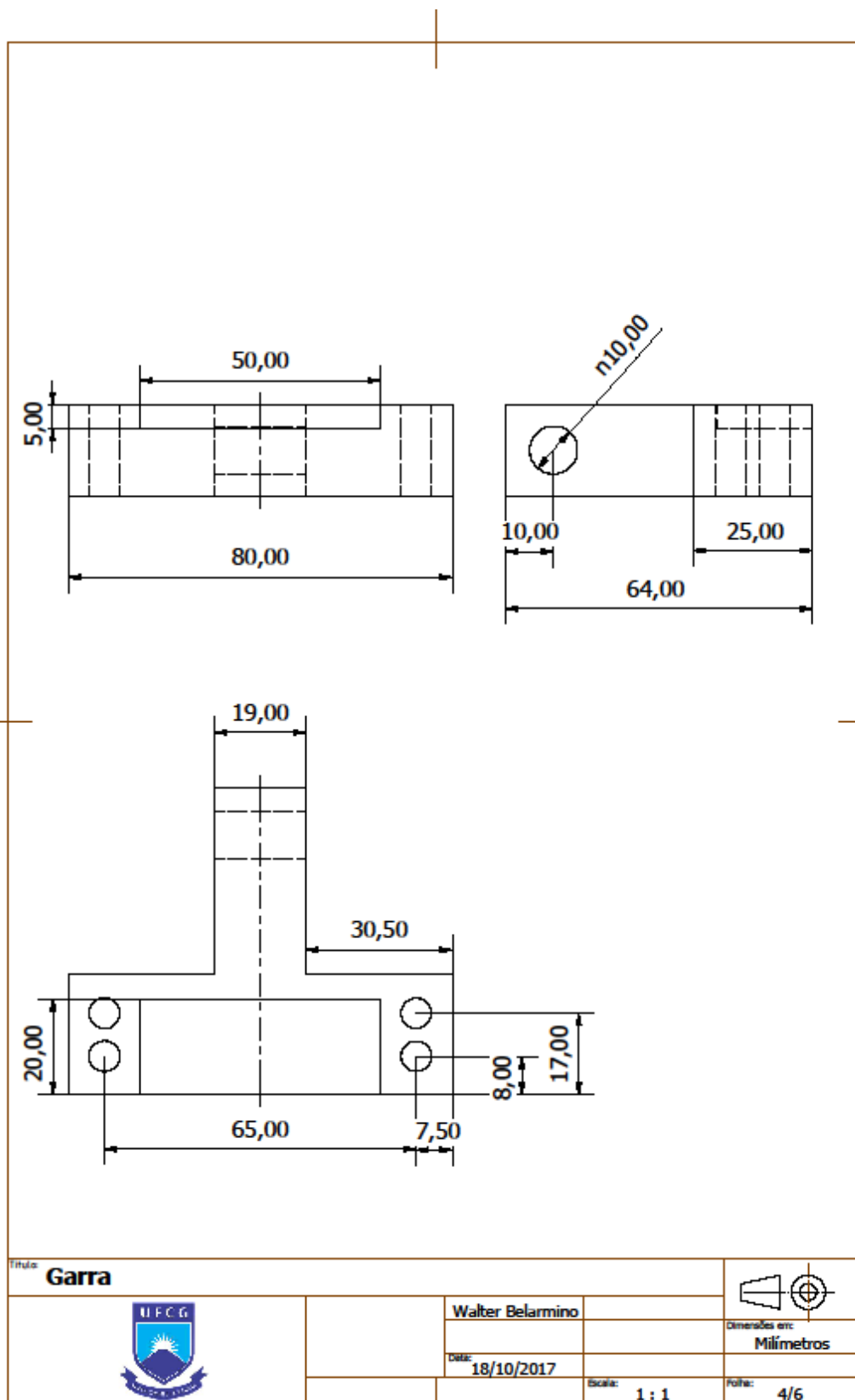
APÊNDICE B - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação).



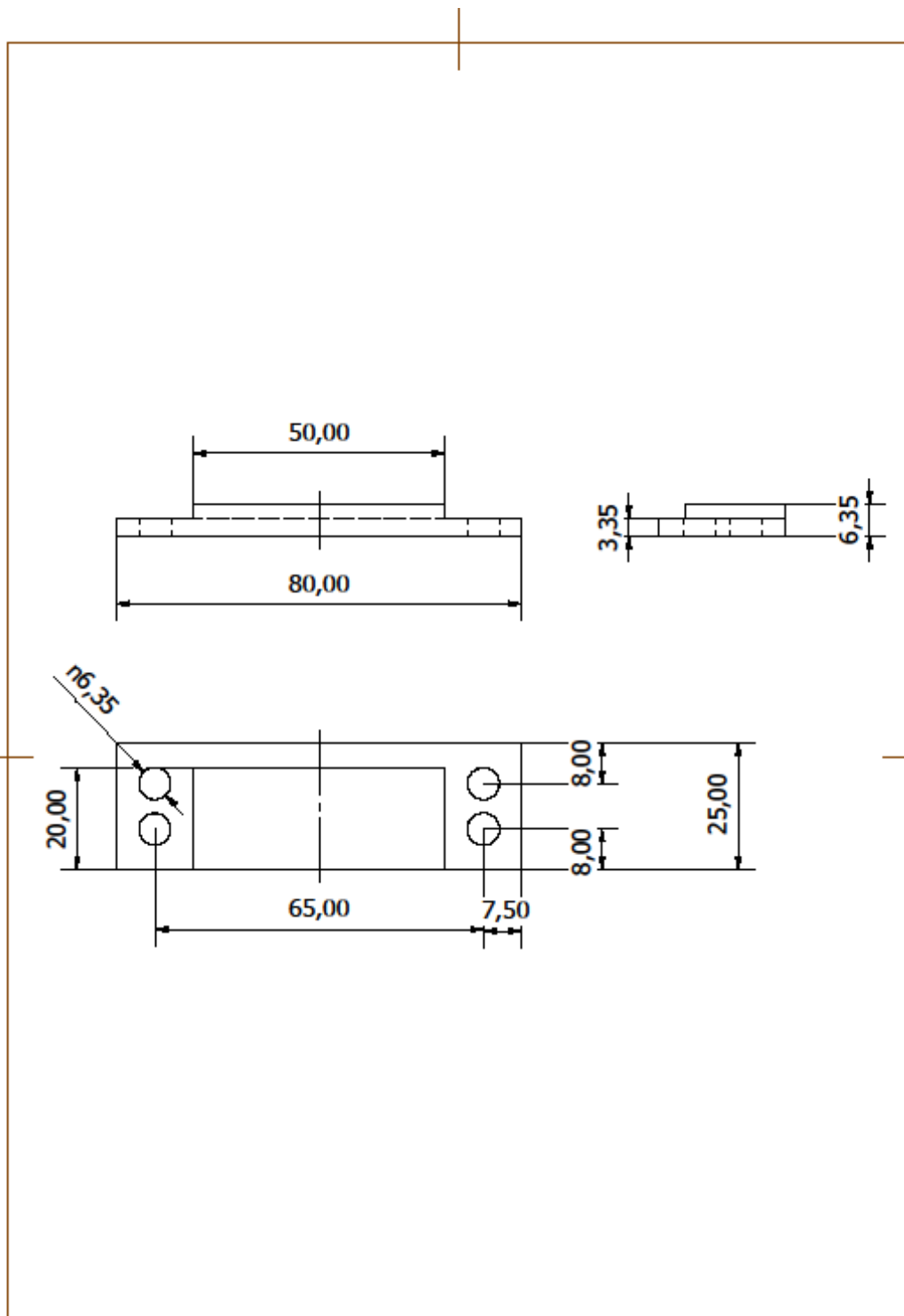
Título: <b>Barra</b>			
	Walter Belarmino	Dimensões em:	
	Data: 18/10/2017	Milímetros	
	Escala: 1 : 2	Folha: 3/6	



APÊNDICE B - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação).

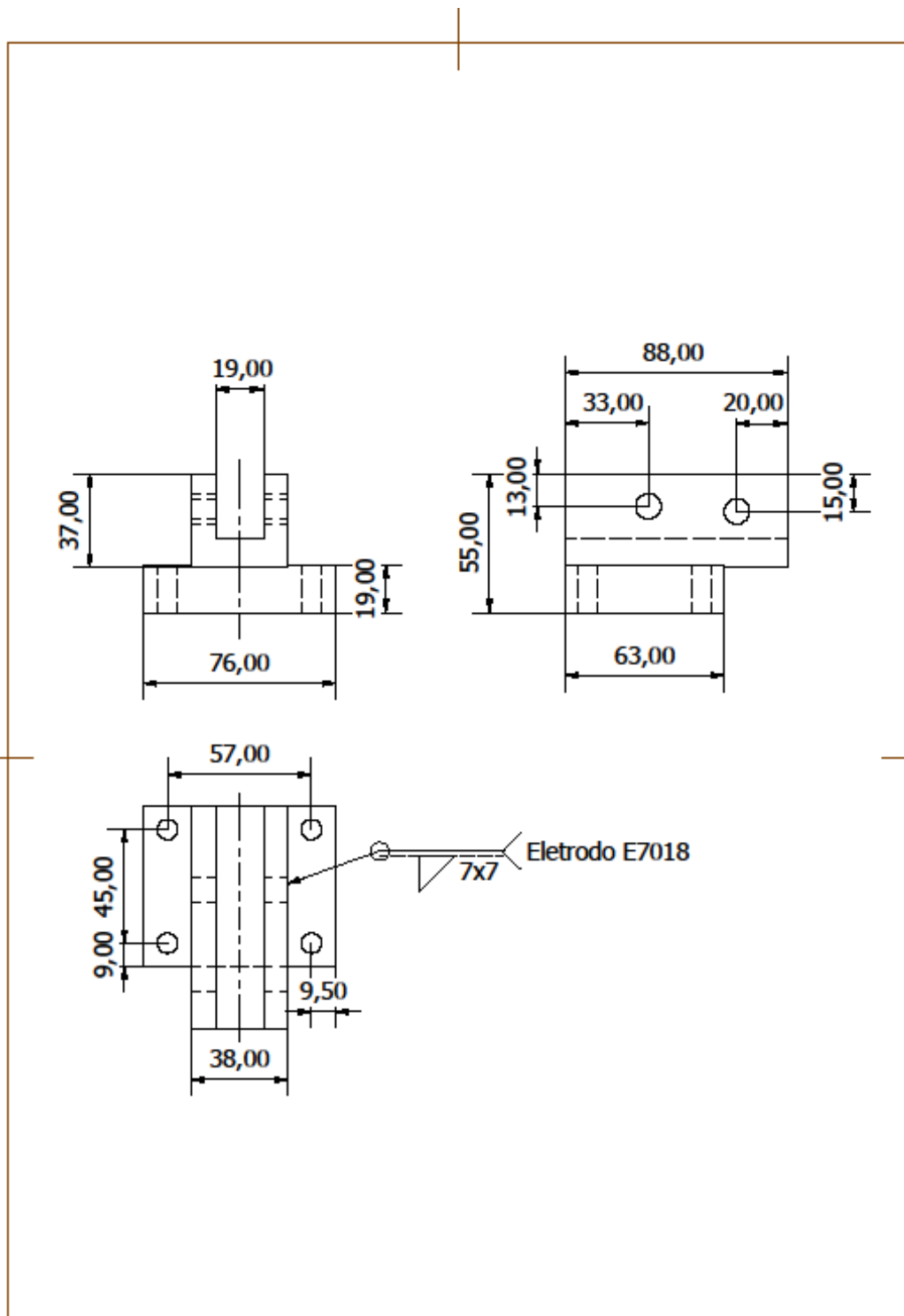


APÊNDICE B - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação).



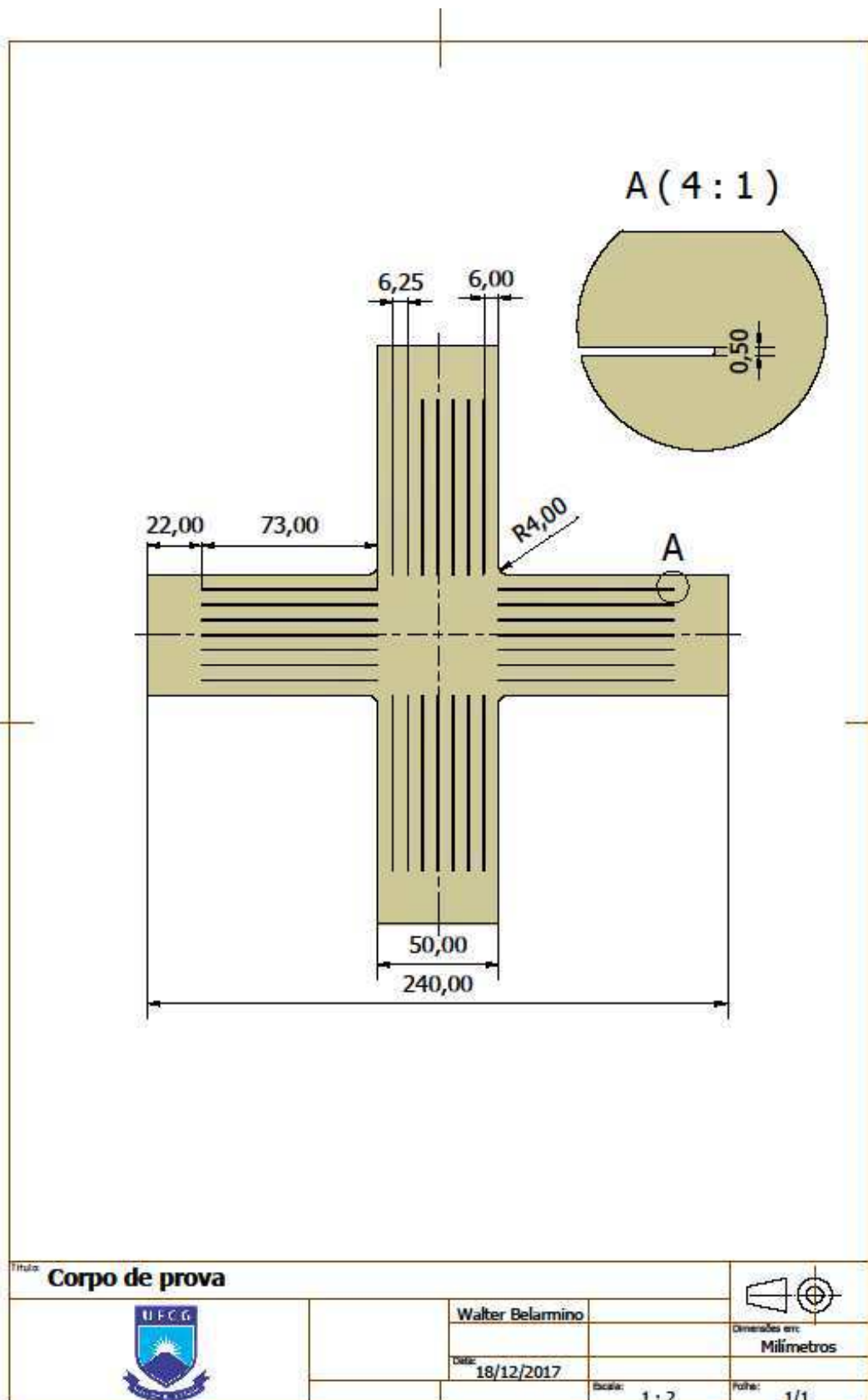
Título: <b>Fixador para o corpo de prova</b>			
	Autor: <b>Walter Belarmino</b>	Dimensões em: <b>Milímetros</b>	
	Data: <b>18/10/2017</b>	Escala: <b>1 : 1</b>	Folha: <b>5/6</b>

APÊNDICE B - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação).

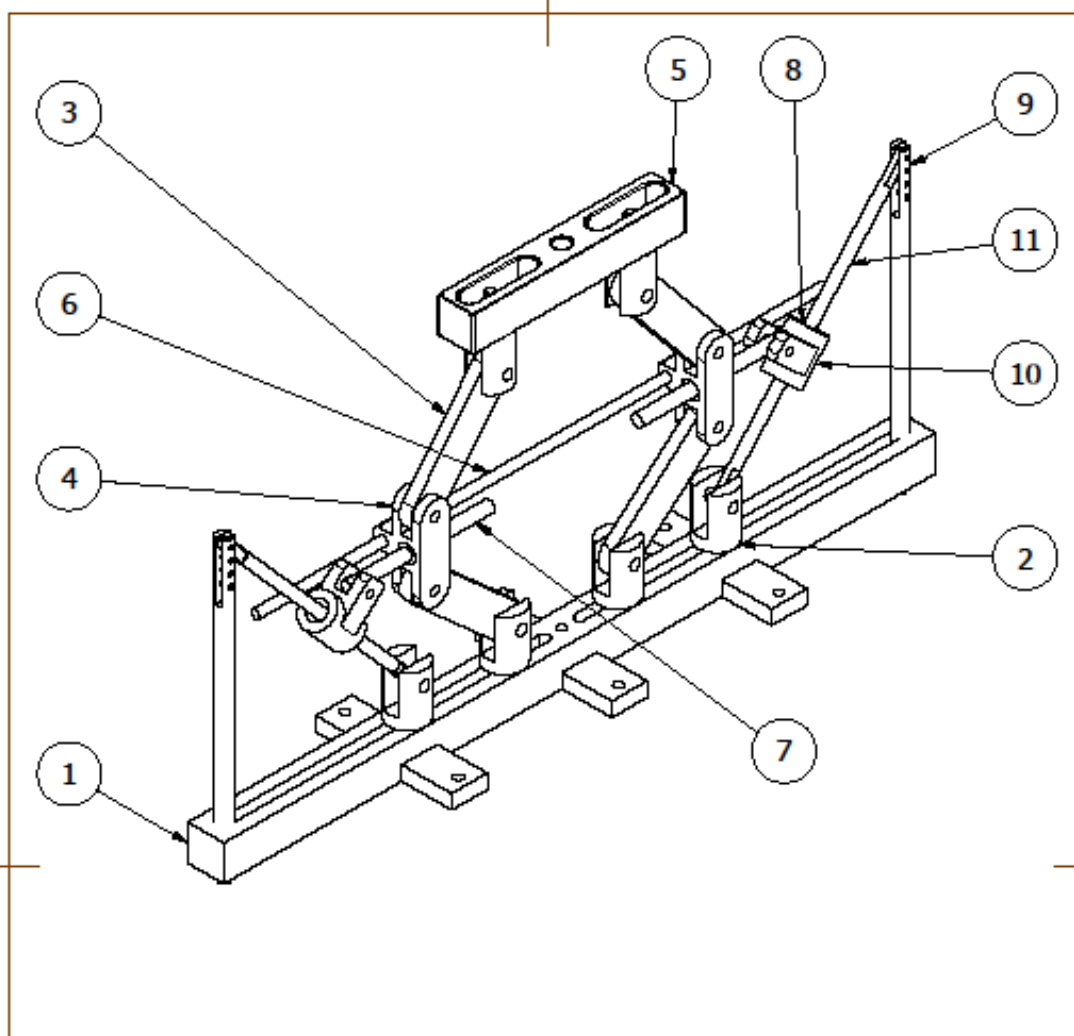


Título: <b>Suporte para o guia</b>			
	Autor: <b>Walter Belarmino</b>	Dimensões em: <b>Milímetros</b>	
	Data: <b>18/10/2017</b>	Folha: <b>6/6</b>	
	Escala: <b>1 : 2</b>		

APÊNDICE C - Projeto detalhado do corpo de prova.



## APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial.

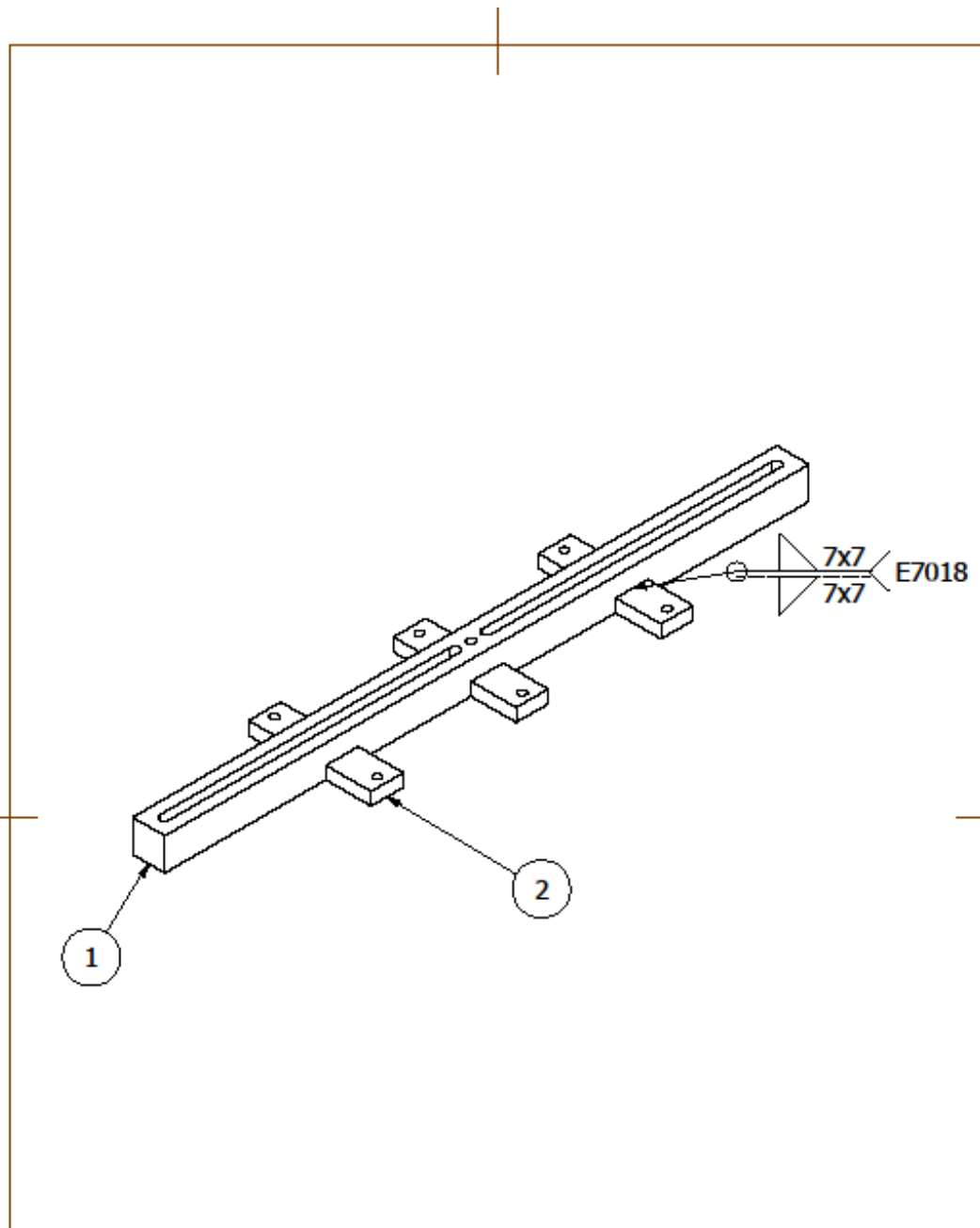


11	Barra inclinada	2		Aço AISI 1020	
10	Guia da barra inclinada	2		Aço AISI 1020	
9	Suporte vertical	2		Aço AISI 1020	
8	Rolamento linear	4	LME 16UU		
7	Barra Horizontal	2		Aço AISI 1020	
6	Barra de alinhamento	1		Aço AISI 1020	
5	Base superior	1		Aço AISI 1045 390 QT	
4	Guia da barra horizontal	2		Aço AISI 1020	
3	Barra de ligação	4		Aço AISI 1020	
2	Suporte	6		Aço AISI 1020	
1	Base inferior	1		Aço AISI 1045 390 QT	
Item	Denominação	Qtd.	Referência	Material	Dimensões

## LISTA DE PEÇAS

Título: <b>DISPOSITIVO DE TRAÇÃO BIAIXIAL</b>				
Data:			Escala: <b>1 : 6</b>	Dimensões em: <b>Milímetros</b>
			Folha: <b>1 / 12</b>	

APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)

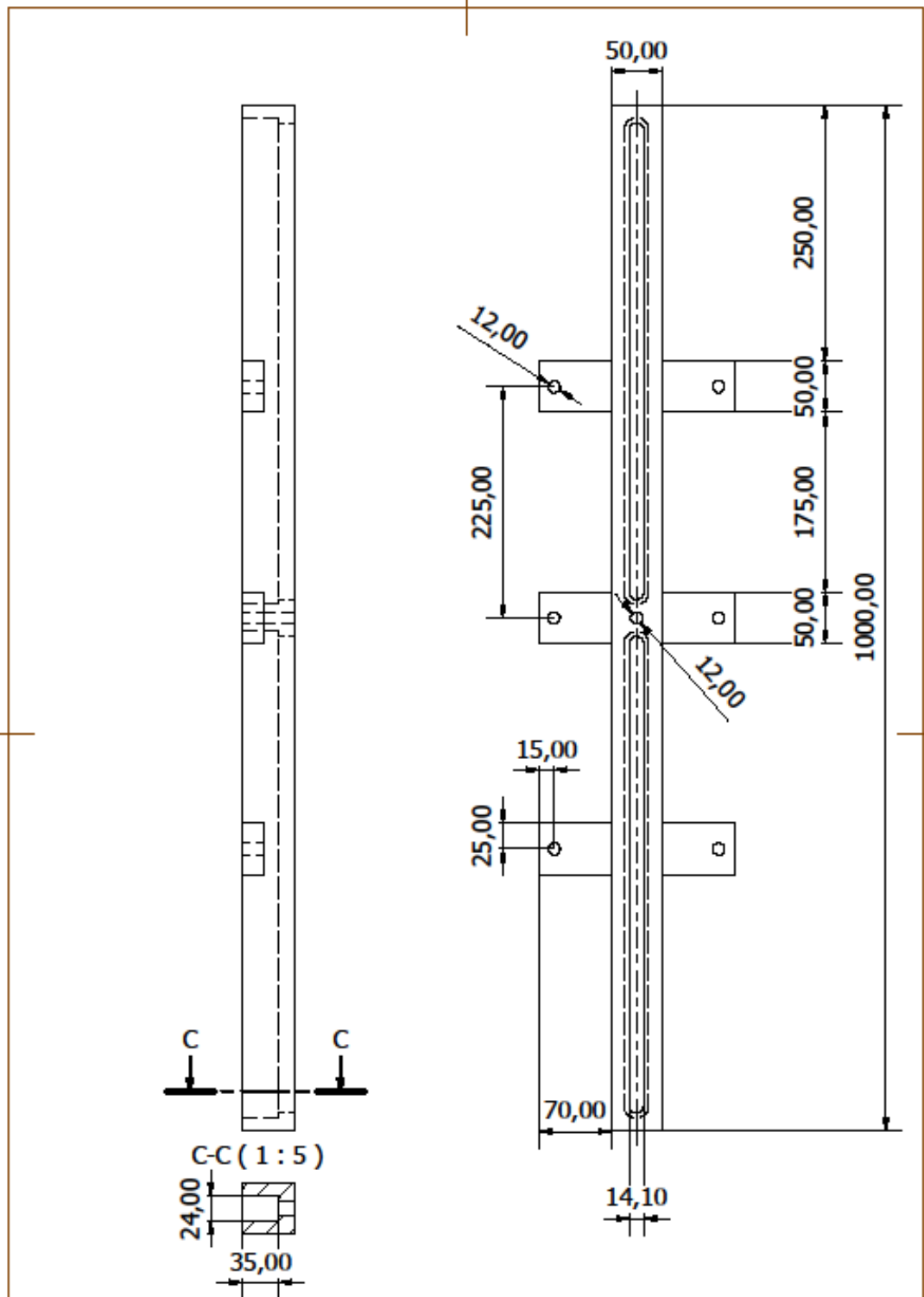




2	Barra chata	6		Aço AISI 1045 390 QT	2.5" x 3/4"
1	Barra quadrada	1		Aço AISI 1045 390 QT	50.8x50.8
Item	Denominação	Qtd.	Referência	Material	Dimensões

### LISTA DE PEÇAS

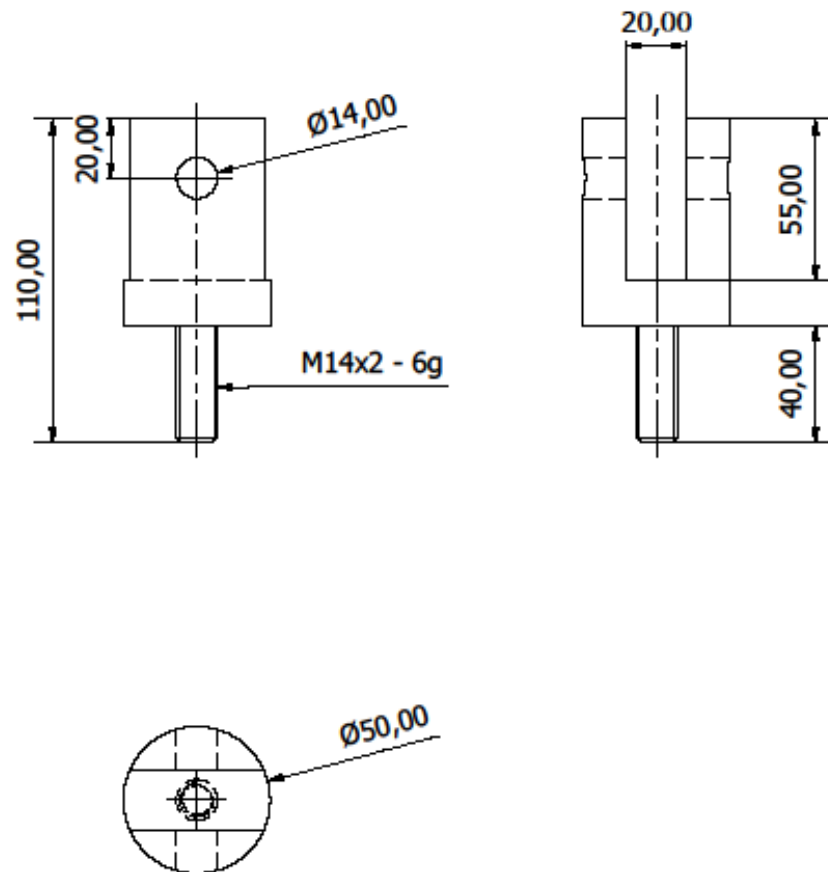
Título: Base inferior					
		Dimensões em: <b>Milímetros</b>			
		Data:		Escala: 1 : 6	
				Folha: 2/12	



## APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



Título: <b>Base inferior</b>			
	Data:		Dimensões em: <b>Milímetros</b>
	Escala: <b>1 : 5</b>		Folha: <b>3/12</b>

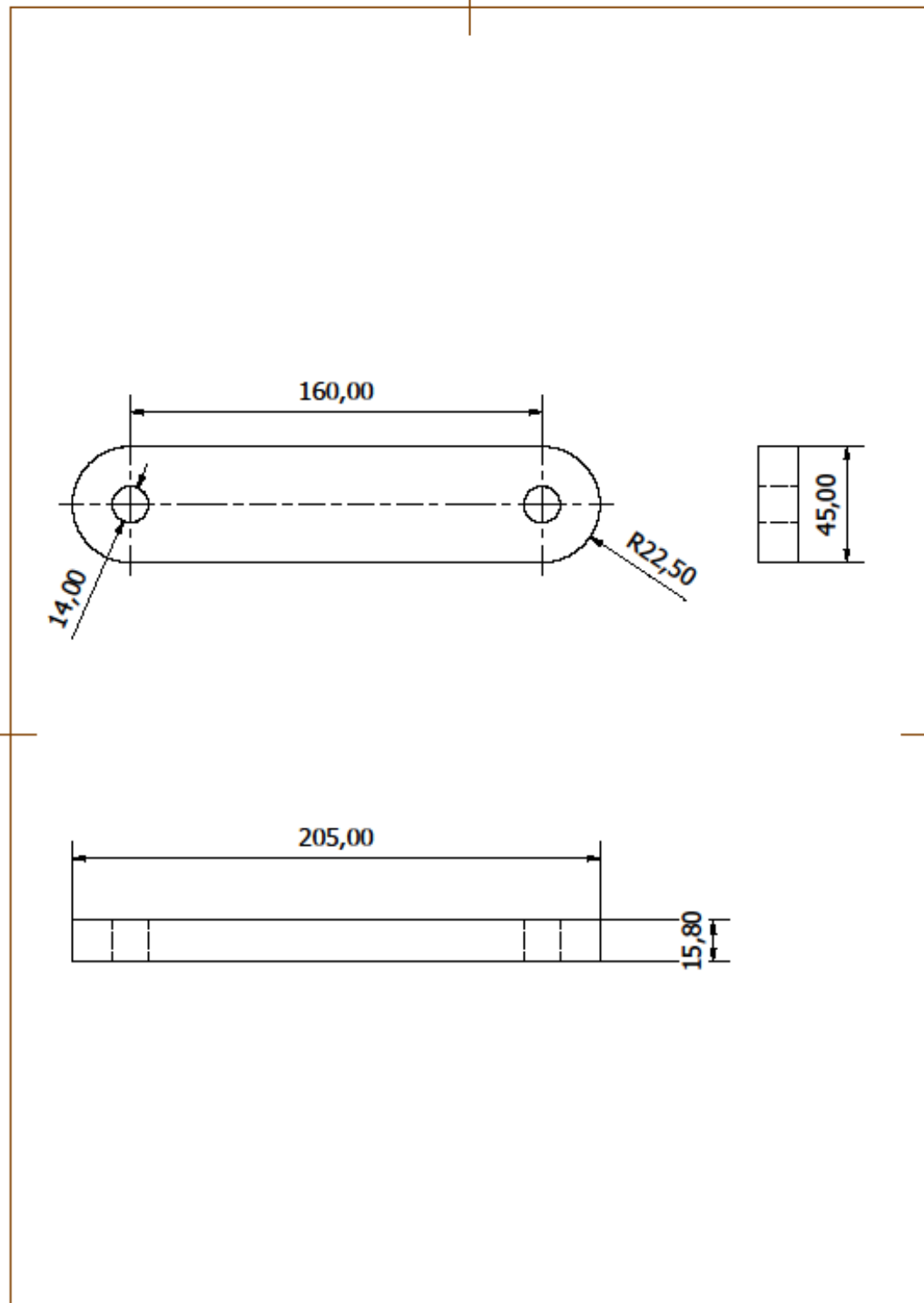
APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



Título: <b>Suporte</b>			
			
Data:		Escala: <b>1 : 2</b>	
		Folha: <b>4/12</b>	

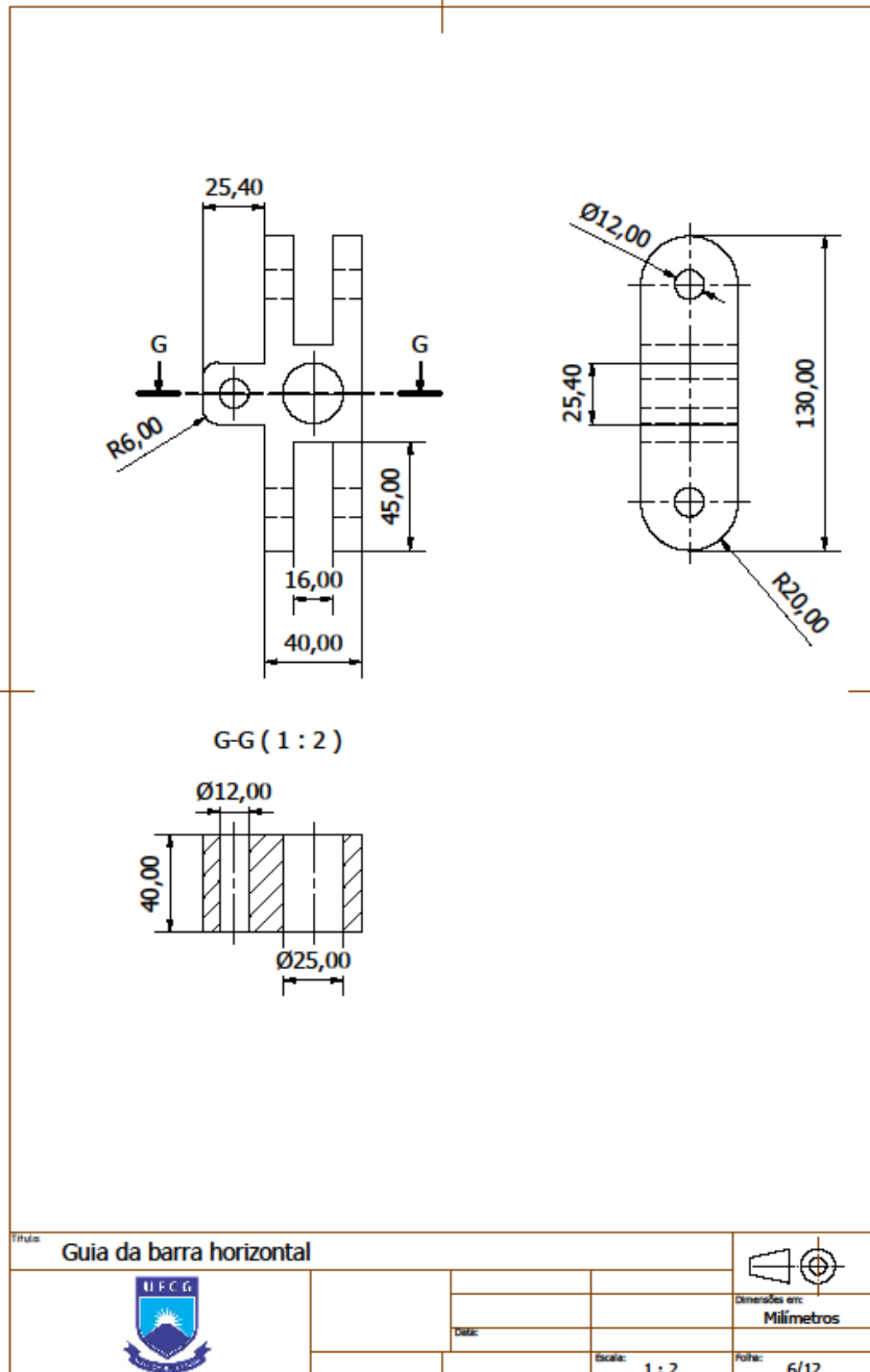


APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)

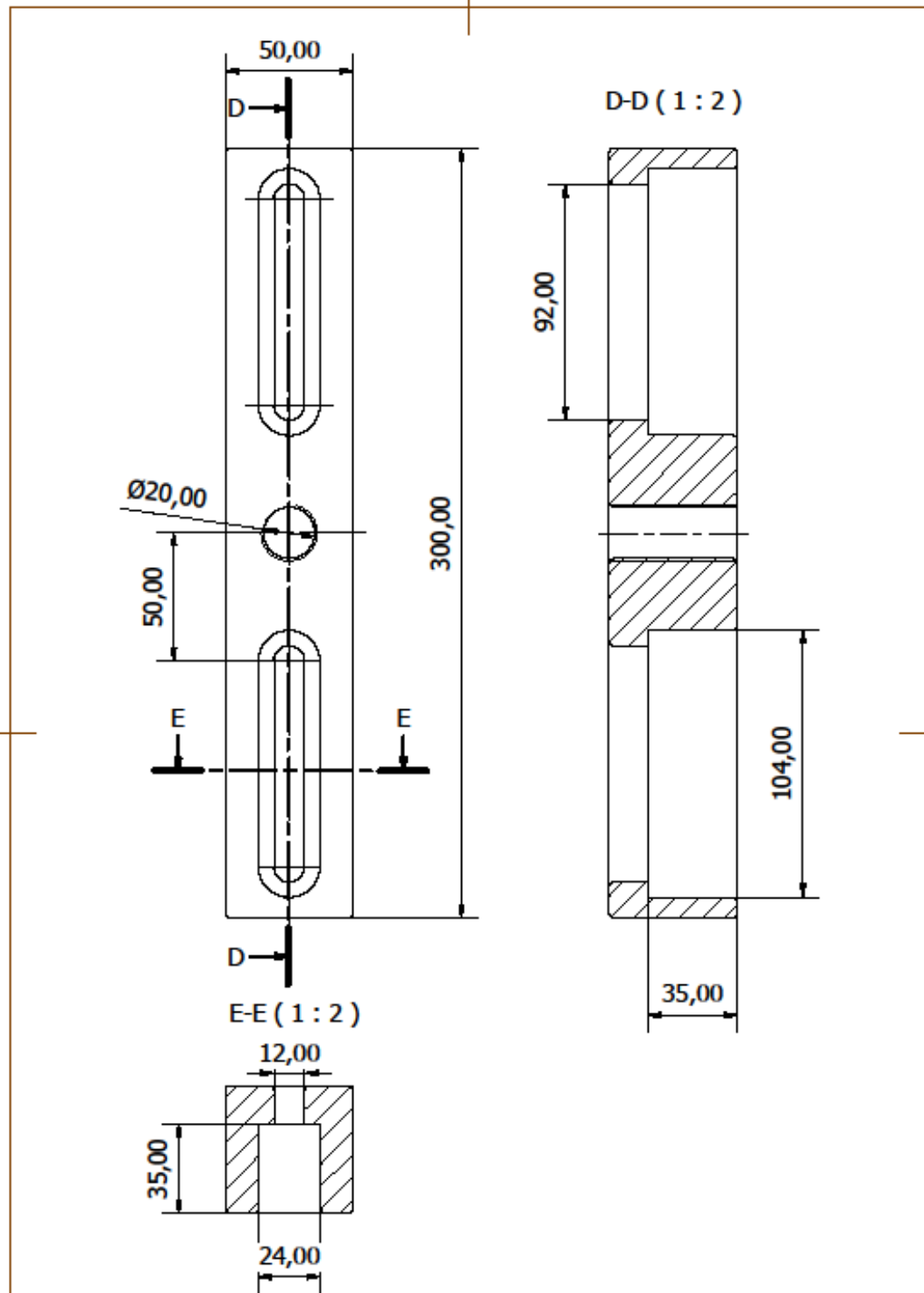




Título: Barra de ligação			
	Date:	Scale: 1 : 2	Dimensions in: Milímetros
			Sheet: 5/12

## APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)

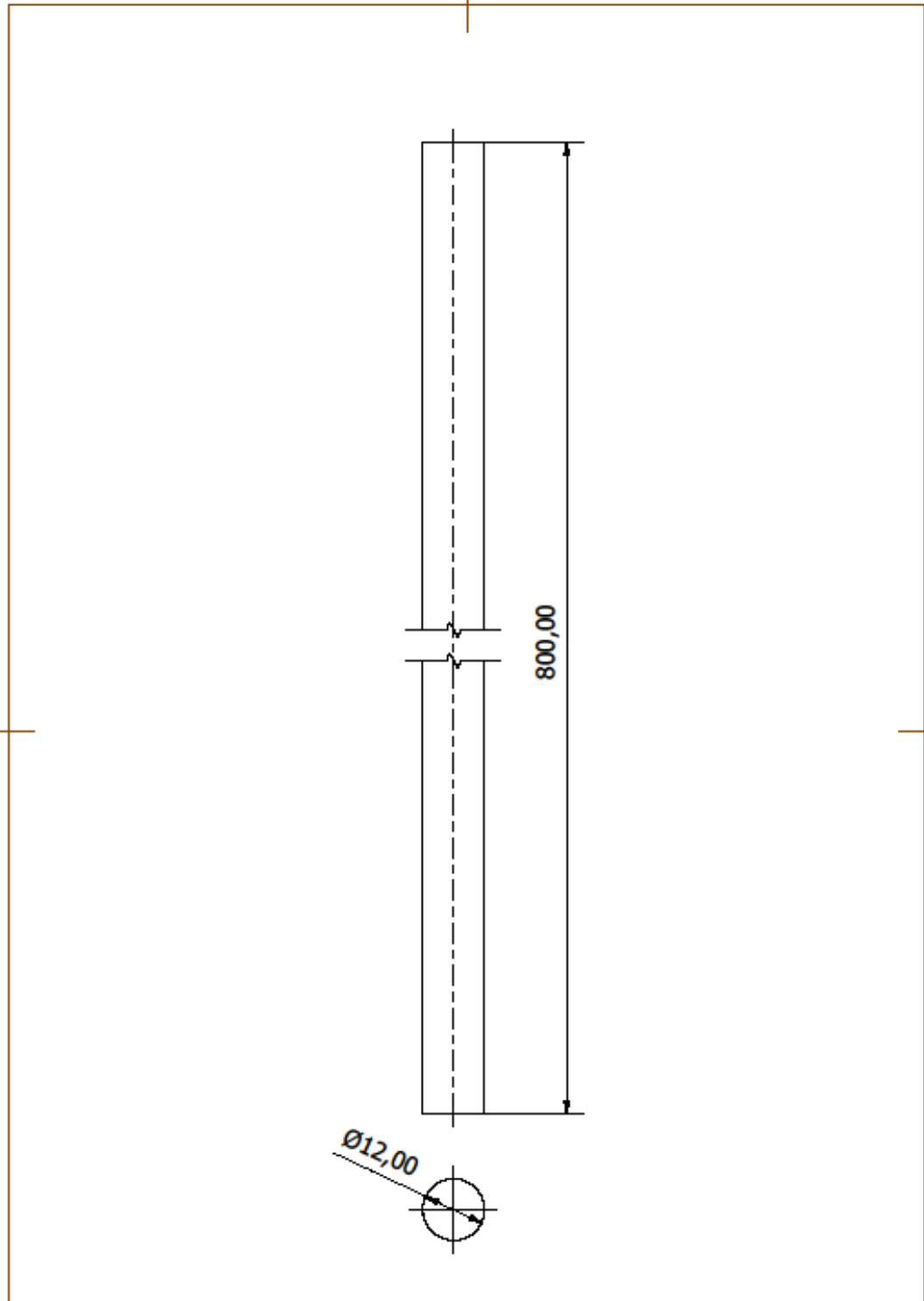


## APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



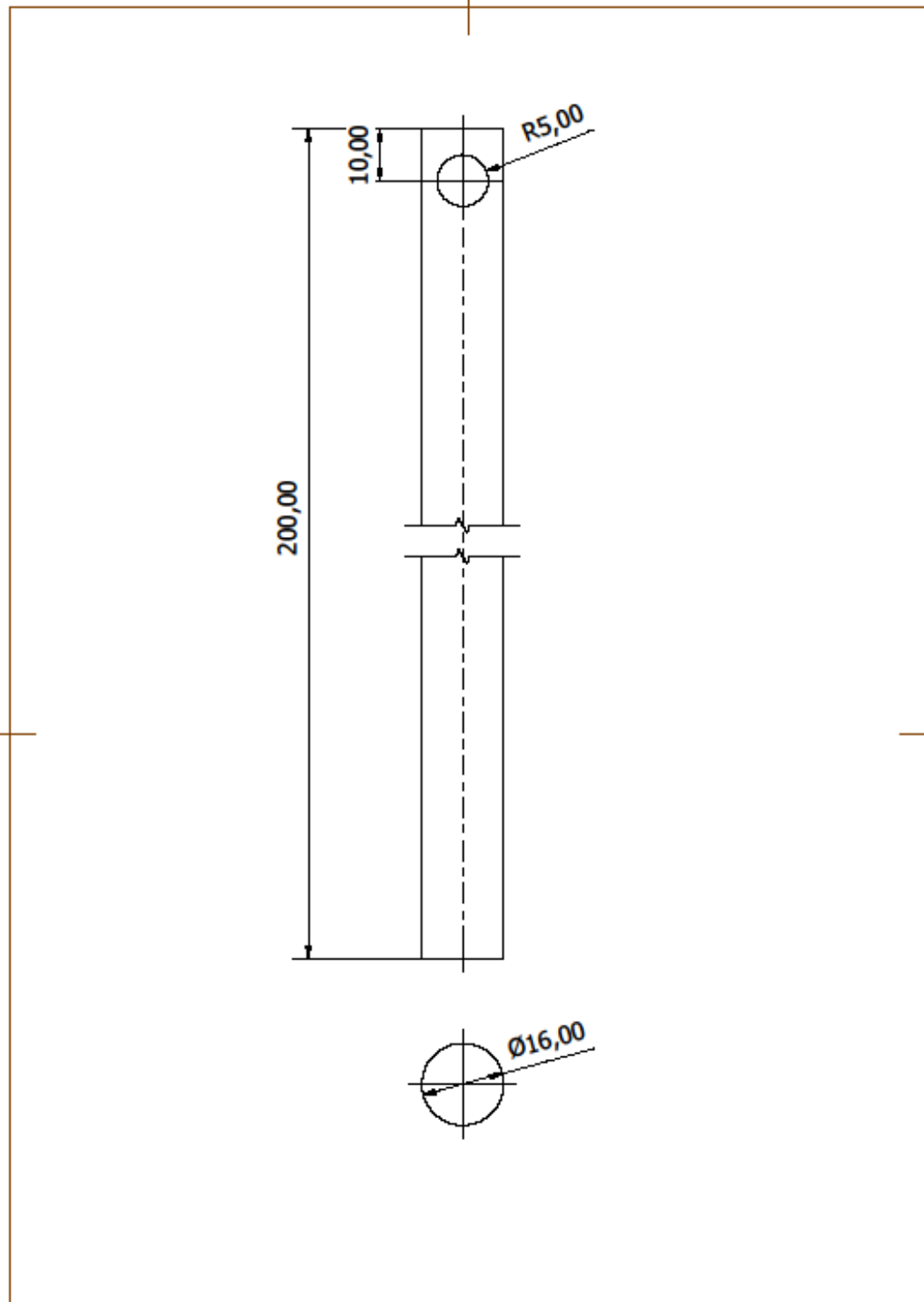
Título: <b>Barra</b>			
	Data:		Dimensões em: <b>Milímetros</b>
	Escala: <b>1 : 2</b>		Folha: <b>7/12</b>

APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



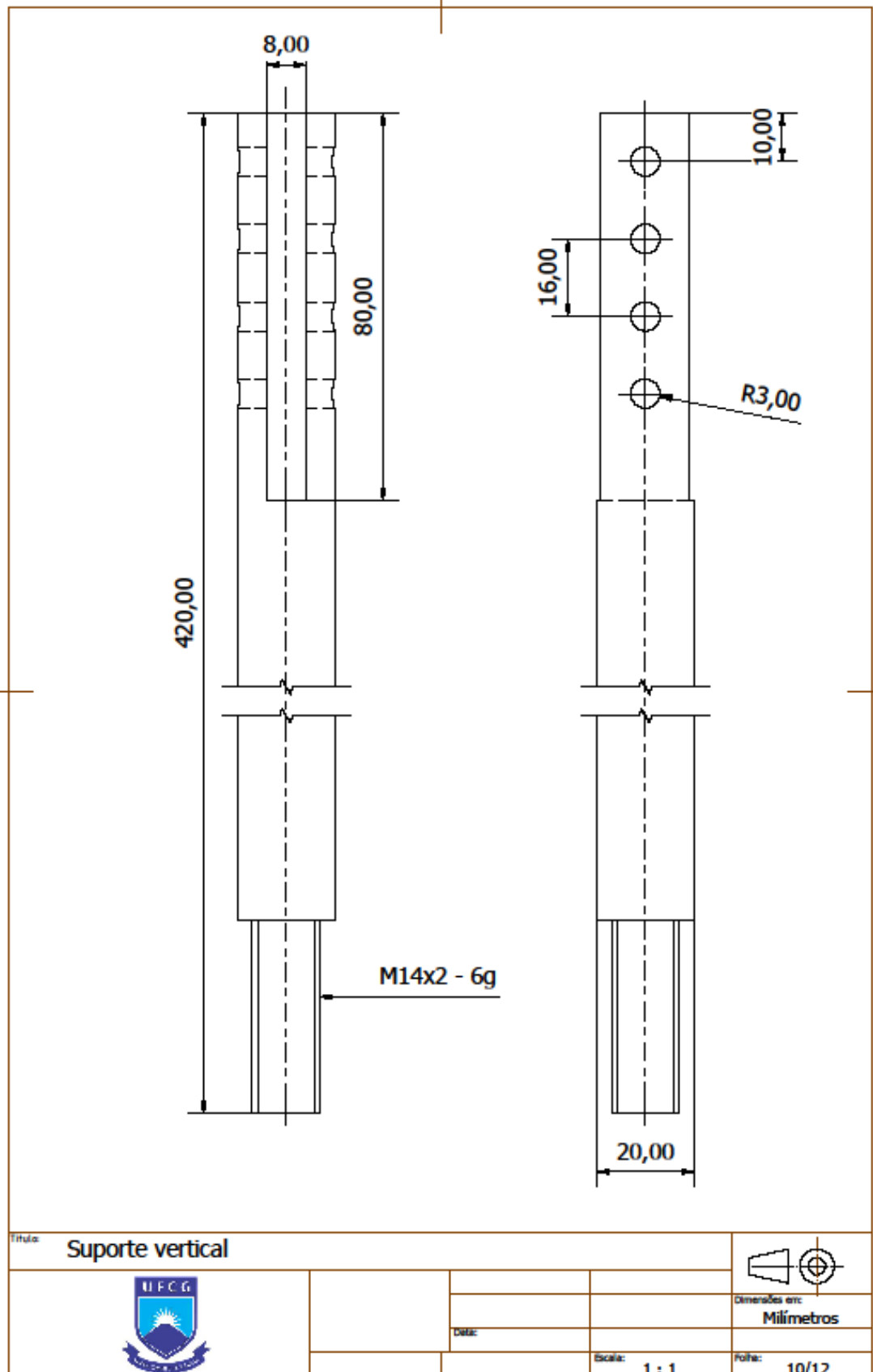
Título: Barra de alinhamento			
	Data:	Escala: 1 : 1	Dimensões em: Milímetros
	Folha:	8/12	

APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)

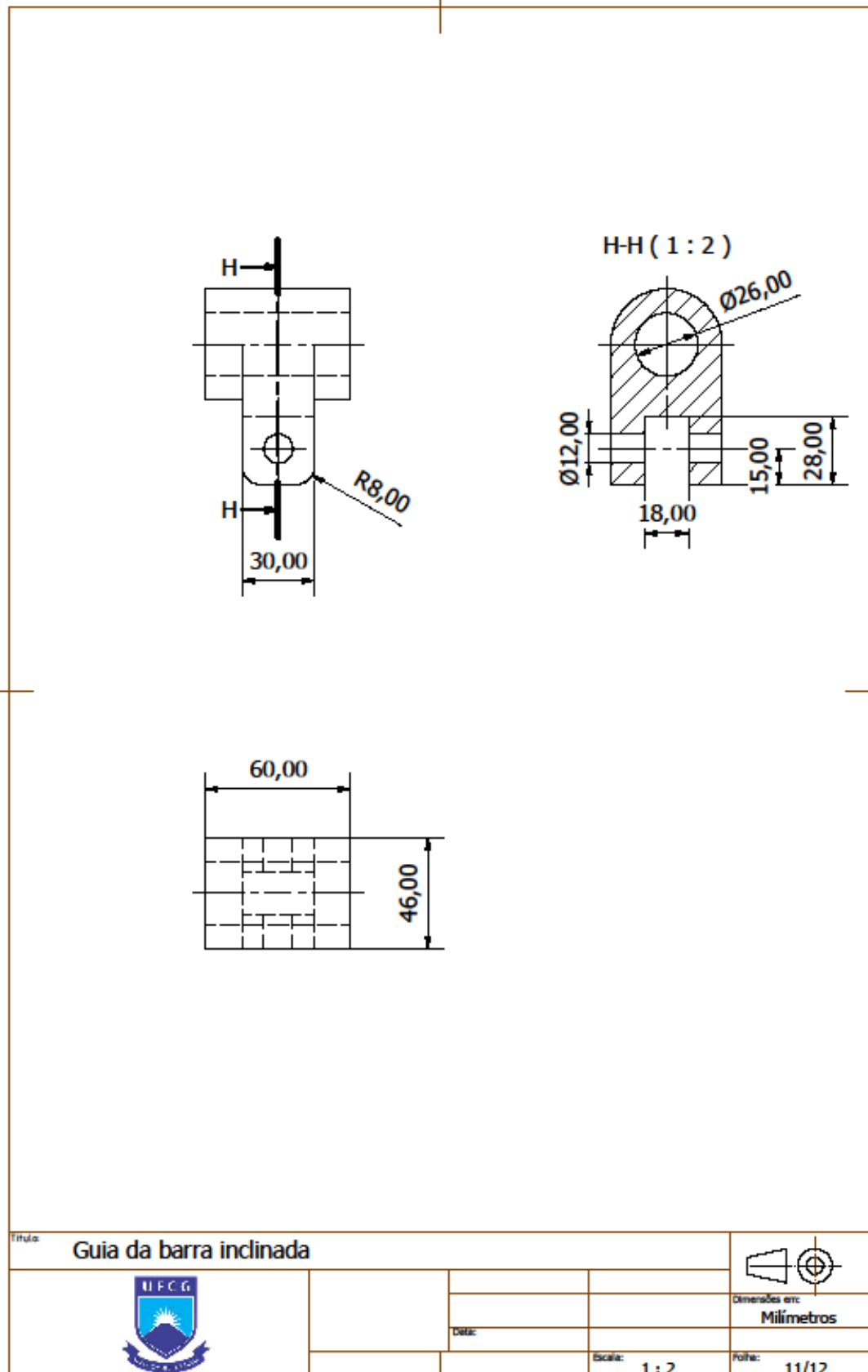


Título: Barra horizontal			
			Dimensões em: Milímetros
		Data:	
		Escala: 1 : 1	Folha: 9/12

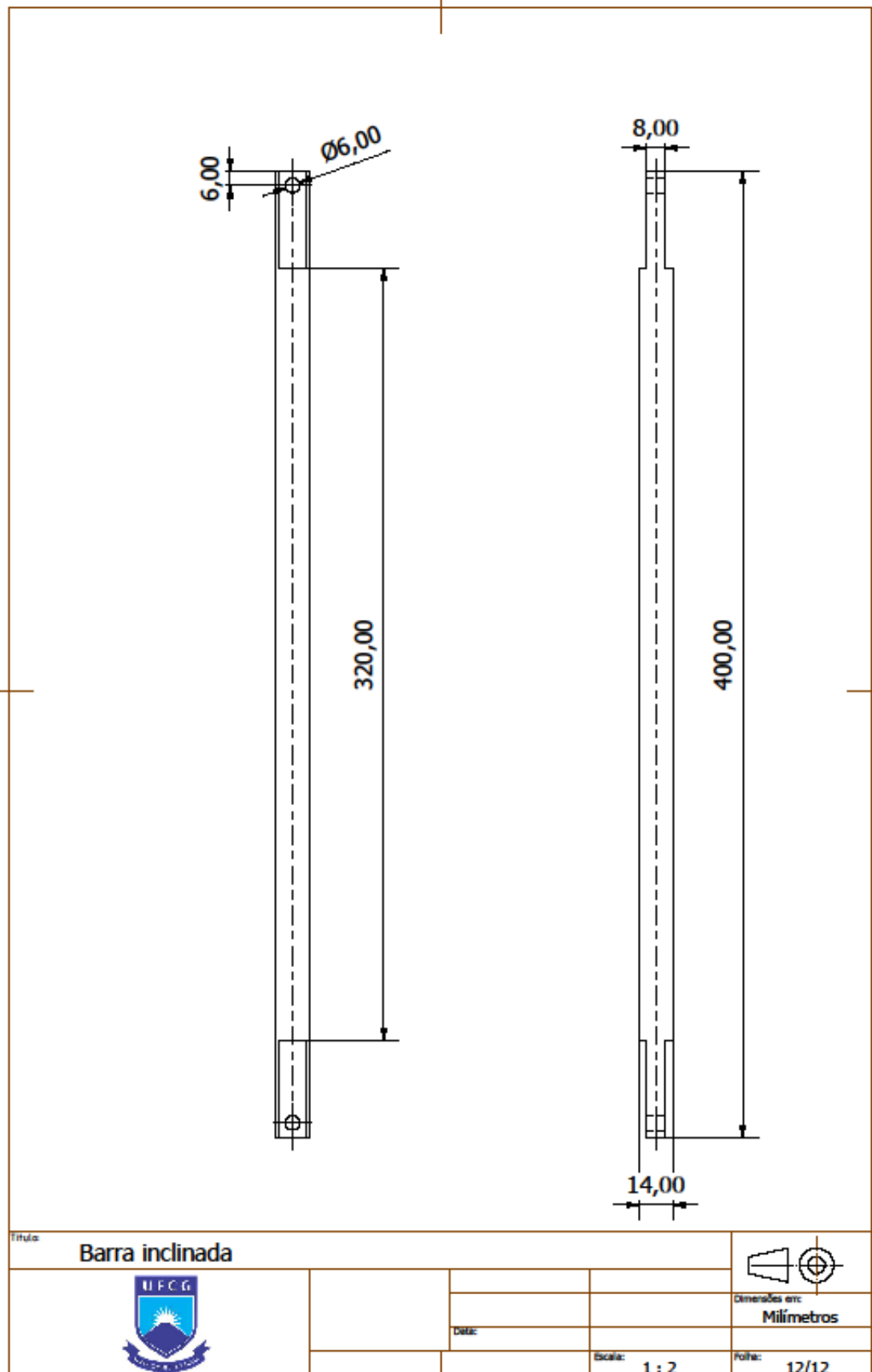
## APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)



APÊNDICE D - Projeto detalhado do dispositivo de tração biaxial. (continuação)





APÊNDICE E - Fotos com o processo de usinagem de algumas peças.



APÊNDICE E - Fotos com o processo de usinagem de algumas peças.  
(Continuação).



APÊNDICE E - Fotos com o processo de usinagem de algumas peças.  
(Continuação).



APÊNDICE E - Fotos com o processo de usinagem de algumas peças.  
(Continuação).

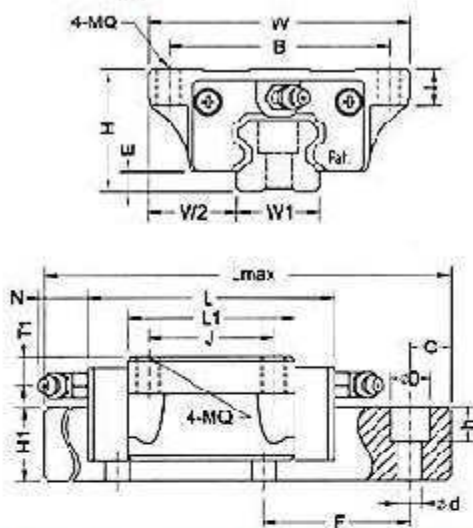


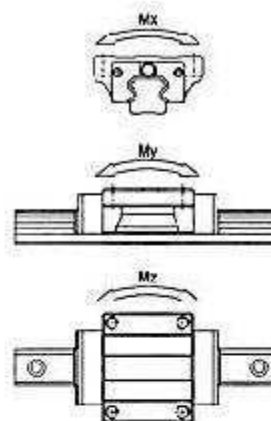
APÊNDICE E - Fotos com o processo de usinagem de algumas peças.  
(Continuação).



## ANEXOS

ANEXO A - Catalogo do fabricante da guia linear.

 DFH-A/AL




型號	總合尺寸(mm)				滑塊尺寸 (mm)						軌道尺寸 (mm)				
	H	W	W2	E	L	BxJ	MQxI	L1	油孔	T1	(N)	W1	H1	F	dxDxI
DFH15A	24	47	16	4.6	65	39x30	M5x6	40	φ3	4.3	5	15	14	60	4.5x7.5x5.3
DFH20A	30	63	21.5	5	75	53x40	M6x6	50	M6x1	7	15.0	20	18	60	6x9.5x8.5
DFH20AL					39.4			63.4							
DFH25A	36	70	23.6	7	85	67x45	M8x12	57	M8x1	7.8	15.5	23	22	60	7x1x9
DFH25AL					107			75.1							
DFH30A	42	90	31	9	107.4	72x52	M10x12	72	M6x1	7	15.6	28	26	80	9x14x12
DFH30AL					130			94.3							
DFH35A	48	100	33	9.5	119.4	82x62	M10x13	80	M6x1	8	15.6	34	29	80	9x14x12
DFH35AL					145			105.8							
DFH45A	60	120	37.5	14	136.2	100x80	M12x15	105	M8x1	8.5	16	45	38	105	11x20x17
DFH45AL					163			129.8							

型號	參考資料 (mm)		基本荷重 (Kgf)		容許靜力矩 (Kgf·m)			重量	
	Lmax	G	動載定負荷(Q)	靜載定負荷(Q)	Mx	My	Mz	滑塊(Kg)	軌道(Kg/m)
DFH15A	4000	20	1100	1750	10.1	5.8	6.8	0.21	1.4
DFH20A	4000	20	1800	3100	24	14.6	14.6	0.4	2.6
DFH20AL			2100	3900	30	23.8	23.8	0.52	
DFH25A	4000	20	2500	4150	36.8	22.8	22.8	0.57	3.6
DFH25AL			3300	5950	52.9	45.5	45.5	0.72	
DFH30A	4000	20	3700	6200	67.2	43.2	43.2	1.1	5.2
DFH30AL			4600	8300	89.6	75.4	75.4	1.4	
DFH35A	4000	20	5000	8000	105.4	62	62	1.6	7.2
DFH35AL			6200	10700	141.1	109.6	109.6	2	
DFH45A	4000	22.5	8450	13650	236.3	137.8	137.8	2.7	12.3
DFH45AL			10000	15900	292.5	210.9	210.9	3.6	





 Rua Guaporé, 1095 - Londrina-Pr  
 (41) 3927-3377



