

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FABIO LUIS PERINI

**PROJETO DO SISTEMA DE FIXAÇÃO DA CARROCERIA DE ÔNIBUS
AO CHASSI POR INTERMÉDIO DE GRAMPOS**

CAXIAS DO SUL

2013

FABIO LUIS PERINI

**PROJETO DE SISTEMA DE FIXAÇÃO DA CARROCERIA DE ÔNIBUS
AO CHASSI POR INTERMÉDIO DE GRAMPOS**

Relatório de Estágio II, apresentado como requisito parcial à conclusão do Curso de Engenharia Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.
Supervisor: Prof. Alexandre Vieceli Dr. Eng. Civil

Caxias do Sul

2013

FABIO LUIS PERINI

**PROJETO DE SISTEMA DE FIXAÇÃO DA CARROCERIA DE ÔNIBUS
AO CHASSI POR INTERMÉDIO DE GRAMPOS**

Relatório de Estágio II, apresentado como requisito
parcial à conclusão do Curso de Engenharia
Mecânica na Universidade de Caxias do Sul.
Supervisor: Prof. Alexandre Viceli Dr. Eng. Civil

Caxias do sul, 20 de junho de 2013



Prof. Marcos Alexandre Luciano, Dr. Eng. Produção
Universidade de Caxias do Sul - Coordenador de Estágio II

CONCEITO FINAL:

BANCA EXAMINADORA:



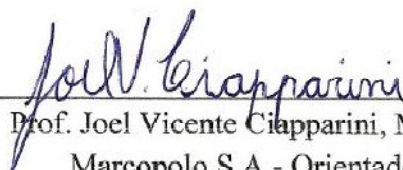
Prof. Alexandre Viceli, Dr. Eng. Civil
Universidade de Caxias do Sul - Supervisor de Estágio



Prof. Paulo Roberto Linzmaier, M. Eng. Mecânica
Universidade de Caxias do Sul - Professor convidado



Prof. Vagner Grison, M. Eng. Mecânica
Universidade de Caxias do Sul - Professor convidado



Prof. Joel Vicente Ciapparini, M. Eng. Mecânica
Marcopolo S.A - Orientador de Estágio

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar meus mais sinceros agradecimentos a todos que de uma forma ou outra, contribuíram com a realização desse trabalho;

A Deus, por ter me dado persistência para enfrentar as dificuldades;

Aos meus pais, Amadeu e Josefina Perini, por toda dedicação, amor, apoio em todos os momentos de minha vida, servindo sempre de exemplo de persistência e dedicação na busca de meus objetivos;

A minha noiva Daiane Pioner, por toda compreensão, paciência, amor, carinho e companheirismo, estando sempre presente nos bons momentos, comemorando minhas vitórias e me apoiando nos momentos difíceis dessa caminhada.

Ao prof. Dr. Alexandre Vieceli, pela paciência, dedicação e boa vontade durante essa caminhada, através de sua excelente orientação que me proporcionou grande aprendizado;

Aos meus irmãos, Andriago Perini e Faviano Perini, pelo companheirismo, pelas valiosas idéias e pela ajuda prestada nas etapas de desenvolvimento do trabalho, principalmente na montagem dos corpos de prova;

Ao prof. M. Joel Vicente Ciapparini, pela preciosa ajuda que contribuiu significativamente para a realização desse trabalho;

Ao Eng. Vagner Araújo e a empresa PCP Steel, por terem disponibilizado as amostras dos grampos confeccionados com aços de alta resistência;

Ao Técnico Antônio Souza do laboratório de ensaios mecânicos da Universidade de Caxias do Sul, pela realização dos ensaios;

A meus colegas, amigos, familiares e minhas cunhadas que sempre me apoiaram e torceram por meu sucesso.

RESUMO

Nesse trabalho foi desenvolvida uma proposta para a substituição do sistema atual de fixação da carroceria de ônibus ao chassi por intermédio de soldagem, por um sistema que utiliza o princípio de fixação por grampos que prendem os levantes da base às longarinas do chassi, pois o método de solda pode vir a influenciar na resistência mecânica das longarinas devido às alterações de sua microestrutura provocadas pela energia do processo de soldagem. Foram dimensionados os principais itens do sistema, que são: o grampo, os elementos de fixação (parafuso e porca), o calço e determinado o torque necessário para atingir a pré-carga de fixação do sistema, bem como avaliado o coeficiente de atrito entre as superfícies de contato. Os grampos foram confeccionados com aço de alta resistência, inicialmente com o aço Optim 900 QC e posteriormente o aço Optim 700 MC. Para os demais componentes manufaturados utilizou-se aço SAE 1020, e foram adquiridos os elementos de fixação para a confecção de três conjuntos de corpos de prova para a realização de ensaios de tração. Para o conjunto de corpos de prova montados com o sistema de fixação atual, onde é utilizado o processo de soldagem para a fixação da carroceria, foi avaliada a capacidade de carga estática de tração, no sentido vertical, sobre o sistema. Para o primeiro conjunto de ensaios sobre o sistema desenvolvido, onde foi utilizada a fixação por grampos, foi avaliado o comportamento dos componentes de fixação e a resistência ao deslizamento entre as superfícies de contato, obtendo assim um coeficiente de atrito do sistema. Para o segundo conjunto de ensaios sobre o sistema desenvolvido, os corpos de prova foram redimensionados, reduzindo a massa, trocando o tipo de aço e variando a angulação dos calços. Os ensaios realizados sobre o sistema desenvolvido, demonstraram resultados satisfatórios em relação à fixação do levante da base sobre a longarina, onde foi obtido o deslocamento médio de 0,44% em relação ao comprimento total dos corpos de prova, para a força de tração vertical de 10 kN, demonstrando que o sistema obteve rigidez elevada atendendo às necessidades na fixação da carroceria.

Palavras chave: Fixação da carroceria, grampos para fixação, juntas de cisalhamento por atrito.

ABSTRACT

This work was developed a proposal to replace the current system of fixing the bus body to the chassis by welding by a system that uses straining clamps that fasten the base uprisings with the stringers of chassi. The method of welding can influence the mechanical strength of the stringers because changes occur in the microstructure of the material caused by welding energy. The main components of the system were sized and evaluated. They are: the clamp, fasteners (bolt and nut) and shim. It was also defined the torque required to achieve the preload to fixation of the system. The clamps were made using high strength steel. for the second test was used the steel Optim 900 QC and for the third the steel Optim 700 MC. The other manufactured components were made of SAE 1020 steel. The sequence were acquired the fastening elements for making three batches of test bodies for tensile test. For the first batch was evaluated static load of traction, vertically, on the fastening system of the bus body using weld like used today. For the second one was evaluated the behavior of fastening elements that were developed and the resistance to sliding between the contact surfaces. It was made to obtain a coefficient of friction for the system. For the third batch the test bodies were resized, reducing dimensions of clamps, using material under mechanic property than the second batch. The angulation of the shims is also modified so that most of the applied efforts by the preload of bolt were focused in the region of contact between the shim and the base uprising, increasing the power of friction. The tensile test were done in the mechanical lab of Universidade de Caxias do Sul.

Keywords: System of fixing the bus body, clamps that fasten, shear joints by friction.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de união soldada entre a carroceria e o chassi.....	14
Figura 2 – Longarina do chassi com trinca iniciada na região soldada.....	15
Figura 3 – Grampo inferior conforme proposta testada.....	16
Figura 4 – Sistema de união por grampos conforme proposta preliminarmente avaliada.....	16
Figura 5 – Esboço dos componentes inferiores do sistema conforme nova proposta.....	17
Figura 6 – Uniões aparafusadas.....	19
Figura 7 – União de atrito sob carregamento de cisalhamento.....	21
Figura 8 – Perfil de rosca-padrão ISO.....	25
Figura 9 – Representação do cone sob tensão.....	28
Figura 10 – Diagrama força de pré-carga x deflexão da junta aparafusada.....	29
Figura 11 – Montagem de porca e contraporca.....	30
Figura 12 – Perfil de rosca assimétrico.....	30
Figura 13 – Adesivo de vedante microencapsulado.....	31
Figura 14 – Segmento de viga curva sob flexão.....	34
Figura 15 – Comprimento do arco.....	35
Figura 16 – Levante da base do sistema atual.....	37
Figura 17 – Quadro do chassi.....	38
Figura 18 – Sistema de fixação por grampos testados em campo.....	39
Figura 19 – Sistema de fixação por grampos testados em campo.....	40
Figura 20 – Grampos que apresentaram falha.....	40
Figura 21 – Grampo com marca de desgaste na região da rosca.....	41
Figura 22 – Fixação superior do levante da base.....	42
Figura 23 – Representação dos esforços sobre o sistema do grampo inferior.....	43
Figura 24 – Etapas do desenvolvimento do sistema de fixação.....	44
Figura 25 – Corpo de prova para ensaio de tração sobre o sistema de fixação atual.....	47
Figura 26 – Comparação entre os sistemas de fixação.....	48
Figura 27 – Modelo do casulo estrutural submetido à análise de elementos finitos.....	49
Figura 28 – Diagrama de corpo livre do calço.....	51
Figura 29 – Detalhamento dimensional do grampo para o primeiro conjunto de ensaios.....	52
Figura 30 – Esboço do grampo inferior.....	53
Figura 31 – Esboço do calço de apoio do grampo inferior.....	54
Figura 32 – Corpo de prova para ensaios sobre o sistema desenvolvido.....	55

Figura 33 – Problema de assentamento do grampo.....	56
Figura 34 – Gráfico força X deslocamento primeiro conjunto de ensaios de tração.....	57
Figura 35 – Ampliação do gráfico força X deslocamento figura 34.	58
Figura 36 – Detalhamento dimensional para o grampo do segundo conjunto de ensaios.....	61
Figura 37 – Gráfico força X deslocamento segundo conjunto de ensaios de tração.	64
Figura 38 – Levante da base e calço de apoio.	65
Figura 39 – Gráfico força X deslocamento primeiro conjunto de ensaios de tração.....	67
Figura 40 – Gráfico força X deslocamento segundo conjunto de ensaios de tração.	68

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Configurações de furos para juntas aparafusadas.....	23
Tabela 2 – Fatores de furo.	23
Tabela 3 – Propriedades mecânicas para parafusos.....	24
Tabela 4 – Coeficiente de atrito para rosca laminada sem lubrificação.	26
Tabela 5 – Pré-carga permissível em relação ao fator de atrito da rosca.	26
Tabela 6 – Coeficiente de torque K	27
Tabela 7 – Propriedades mecânicas para os aços de alta resistência.....	32
Tabela 8 – Máximos esforços suportados pelo sistema atual.....	48
Tabela 9 – Forças suportados pelo sistema para o deslocamento de 15 mm.	57
Tabela 10 – Deslocamento em relação à força de tração e variação da força.	59
Tabela 11 – Máximos esforços suportados pelo sistema para o deslocamento de 15 mm.....	63
Tabela 12 – Esforços proporcionados pelos grampos, primeiro ensaio.	75
Tabela 13 – Esforços proporcionados pelos grampos, segundo ensaio.....	76
Tabela 14 – Determinação do coeficiente de atrito para o primeiro ensaio.	77
Tabela 15 – Determinação do coeficiente de atrito para o segundo ensaio.....	77
Tabela 16 – Dimensionamento para os grampos inferiores para o segundo ensaio.....	79

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da secção transversal (mm^2)
ap	Distância entre a aplicação da força e o quadrante do raio (mm)
A_t	Área trativa do parafuso (mm^2)
b	Largura da secção (mm)
c_i	Distância a partir do eixo neutro da fibra mais interna (mm)
c_o	Distância a partir do eixo neutro da fibra mais externa (mm)
C_h	Fator de furo
c_v	Coefficiente de variação
d	Diâmetro externo (mm) / diâmetro do furo (mm)
dA	Área diferencial secção da viga curva (mm^2)
d_p	Diâmetro primitivo (mm)
d_r	Diâmetro de raiz (mm)
e	Distância entre a linha centróidal e linha neutra (mm)
E	Módulo de elasticidade (MPa)
F	Força de solitação (N)
F_{ac}	Força de atrito sobre o calço (N)
F_{ag}	Força externa aplicada sobre a viga (N)
F_{acl}	Força de atrito entre o calço e o levante (N)
F_{cc}	Força de compressão sobre o calço (N)
F_{cll}	Força de compressão entre o levante e a longarina (N)
F_{cln}	Força de compressão sobre a aba da longarina (N)
F_{clv}	Força de compressão sobre o levante da base (N)
F_{tp}	Força de tração no parafuso (N)
F_{tps}	Força de tração no parafuso superior (N)
F_{ty}	Força de tração em y (N)
F_{tys}	Força de tração em y suportada pela fixação superior (N)
F_{fRd}	Força de resistência ao deslizamento (N)
F_i	Força da pré-carga (N)
F_{it}	Força da de compressão resultante da pré-carga total nos parafusos (N)
F_{μ}	Força de atrito (N)
h	Altura secção (mm)

I	Momento de inércia (mm ⁴)
K	Coefficiente de torque
l	Comprimento do arco de um raio (mm)
l_m	Comprimento efetivo da região cônica (mm)
M_z	Momento fletor (N.mm)
N	Força normal de compressão (N)
n	Tamanho da amostra
n_s	Número de planos de contato
N_y	Coefficiente de segurança estático
p	Passo em milímetros (mm)
r	Raio do centro da curvatura até a área diferencial dA (mm)
r_c	Raio de curvatura (mm)
r_i	Raio fibra mais interna (mm)
r_n	Raio do eixo neutro (mm)
r_o	Raio fibra mais externa (mm)
s	Desvio padrão
S_p	Resistência de prova (MPa)
S_{ut}	Resistência à tração (MPa)
S_y	Resistência mínima ao escoamento (MPa)
T	Torque (Nm)
x	Valores da amostra
\bar{x}	Média aritmética
α	Ângulo que delimita o raio (°) / ângulo de apoio do grampo (°)
μ	Coefficiente de atrito
v	Deflexão (mm)
γ_e	Coefficiente de ponderação da resistência
σ_{fi}	Tensão crítica fibra mais interna (MPa)
σ_o	Tensão crítica fibra mais externa (MPa)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	13
1.2	JUSTIFICATIVA	15
1.3	DESCRIÇÃO DA EMPRESA	17
1.4	OBJETIVOS	17
1.4.1	Objetivo geral.....	17
1.4.2	Objetivos específicos.....	18
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	19
2.1	DIMENSIONAMENTO DE JUNTAS APARAFUSADAS.....	19
2.1.1	Uniões aparafusadas.....	19
2.1.2	Uniões de atrito sob carregamentos de cisalhamento.....	20
2.1.3	Coefficiente de atrito.....	20
2.1.4	Formato de Furos	22
2.1.5	Parafusos de alta resistência.....	23
2.1.6	Pré-carga em juntas aparafusadas.....	24
2.1.7	Torque para a obtenção de pré-carga desejada.....	27
2.1.8	Rigidez dos componentes da junta.....	28
2.2	MÉTODOS DE TRAVAMENTO DA PORCA EVITANDO PERDA DE PRÉ- CARGA	29
2.3	PROJETO DE MOLAS PLANAS	31
2.3.1	Dimensionamento de vigas curvas	33
3	DESENVOLVIMENTO DO PROJETO.....	37
3.1	SISTEMA DE UNIÃO POR LEVANTES SOLDADOS	37
3.2	SISTEMA DE UNIÃO POR PLACAS APARAFUSADA	38
3.3	SISTEMA DE FIXAÇÃO POR GRAMPOS	39
3.4	SISTEMA DESENVOLVIDO	41
3.4.1	Estruturação das etapas para o desenvolvimento do sistema	43
3.5	ANÁLISE DOS ESFORÇOS SOBRE O SISTEMA DE FIXAÇÃO DA CARROCERIA AO CHASSI	45
3.5.1	Dados de entrada	46
3.5.1.1	Avaliação do sistema atual de fixação da carroceria ao chassi	47
3.5.1.2	Esforço de tração sobre a fixação, obtidos através da análise por elementos finitos. ...	

		12
	49
3.6	DESENVOLVIMENTO DA PRIMEIRA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE FIXAÇÃO	49
3.6.1	Seleção dos parafusos e porcas e determinação dos torques	49
3.6.2	Dimensionamento do calço para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido	50
3.6.3	Dimensionamento do grampo da fixação inferior para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido	51
3.6.4	Determinação do coeficiente de atrito entre as superfícies de contato para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido.....	52
3.6.5	Confecção dos grampos e dos calços para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido	53
3.6.6	Montagem dos corpos de prova para avaliação experimental	54
3.6.7	Ensaio de tração para primeira avaliação do sistema desenvolvido.....	56
3.7	DESENVOLVIMENTO DA SEGUNDA PROPOSTA	60
3.7.1	Seleção dos parafusos e das porcas e determinação dos torques para fixação do sistema	60
3.7.2	Dimensionamento do calço para o segundo conjunto de ensaios.....	60
3.7.3	Dimensionamento do grampo para o segundo conjunto de ensaios	61
3.7.4	Alteração da rugosidade das superfícies de contato.....	61
3.7.5	Confecção dos grampos e dos calços para o segundo conjunto de ensaios.....	62
3.7.6	Montagem dos corpos de prova para avaliação experimental sobre a segunda proposta de fixação.....	62
3.7.7	Ensaio de tração para segunda avaliação do sistema desenvolvido.....	63
4	AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS	67
	CONCLUSÃO.....	69
	BIBLIOGRAFIA	71
	APÊNDICE A	74
	APÊNDICE B.....	75
	APÊNDICE C	76
	APÊNDICE D	77
	APÊNDICE E.....	78
	APÊNDICE F.....	79

1 INTRODUÇÃO

O ramo de fabricação de carrocerias de veículos para transportes coletivos de passageiros é um setor da indústria metal mecânica brasileira que vem apresentando elevado grau de crescimento, devido aos grandes investimentos por parte de órgãos públicos e empresas privadas em projetos relacionados com mobilidade urbana, conforme publicado:

A presidente lançou nesta quinta-feira (19/07) o PAC Mobilidade Médias Cidades, que, segundo o Ministério das Cidades, destinará R\$ 7 bilhões em financiamento para cidades com população entre 250 mil e 700 mil habitantes investirem em transporte público e construção (MENDES, 2012).

Em algumas cidades do Brasil, como exemplo Curitiba, os altos investimentos nestes projetos resultaram em um sistema eficiente de transporte, tornando-se um forte aliado na luta contra os congestionamentos enfrentados em grandes cidades e na redução da emissão de poluentes, pois por se tratar de um sistema ágil e mais barato, a viabilidade de sua utilização resulta na redução da utilização de carros de passeio, principalmente em horários críticos.

Como consequência dos investimentos nestes projetos em inúmeras cidades do país, a demanda de veículos de transporte coletivo por parte das fabricantes de carroceria de ônibus vem crescendo de forma acelerada, gerando a necessidade de novas tecnologias que atendam essa demanda com qualidade e produtividade.

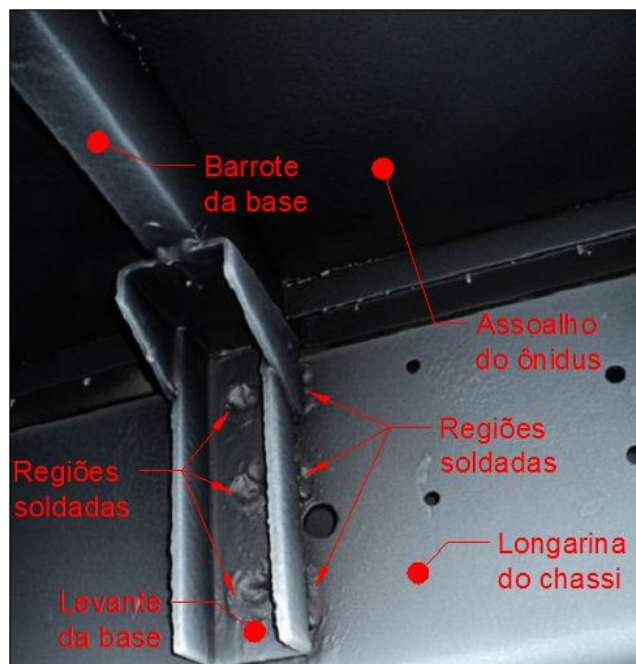
1.1 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Atualmente, no ramo de fabricação de ônibus o processo de soldagem é utilizado em larga escala, sendo um dos pontos mais críticos deste processo, a união do corpo da carroceria ao chassi. Perfis conformados em “C”, denominados por levantes da base, soldados nas vigas transversais da carroceria (barrotes da base), após o posicionamento da carroceria sobre o chassi, são soldados, proporcionando união à lateral da alma da longarina do chassi. A figura 1 ilustra o sistema de união soldada utilizado atualmente.

O processo de soldagem, principalmente em regiões críticas como essa, deve ser executado atendendo alguns requisitos, como regulagem adequada do equipamento, preparação da junta através de limpeza prévia (remoção de pintura, oleosidade), entre outros. Estes fatores são importantes para um resultado satisfatório em relação à preservação da integridade do material base e da obtenção de resistência mecânica adequada, das juntas

soldadas. Deve-se levar em conta, também, o tipo de material a ser soldado, pois normalmente as longarinas do chassi são confeccionadas com aço de elevadas propriedades mecânicas, que quando submetido a altas temperaturas, podem sofrer alterações em sua microestrutura, resultando em redução dessas propriedades. Desta forma, o processo de soldagem deve ter um controle rigoroso, para garantir que essa redução seja a menor possível, de modo que o valor de resistência mecânica resultante após o processo, não seja menor do que o necessário para o carregamento que o material terá que suportar.

Figura 1 – Sistema de união soldada entre a carroceria e o chassi.



Fonte: Foto da Marcopolo.

A redução nessas propriedades mecânicas, aliada aos esforços excessivos que a estrutura do ônibus é submetida, devido às más condições de conservação das vias de rodagem, são as principais causas de início de trincas, como ocorrida no exemplo ilustrado na figura 2. Esse problema resulta em gastos com assistência técnica, tempo de veículo parado, entre outros transtornos ao cliente.

Outro sistema testado e utilizado algumas vezes nessas uniões é o de placas aparafusadas nas longarinas, onde chapas retangulares (uma por levante), normalmente com quatro furos, são fixadas ao chassi por parafusos, estando os levantes da base soldados sobre elas na fixação da carroceria. Para a aplicação desse sistema, é necessário furar as longarinas em todos os pontos de fixação das placas, sabendo-se que para uma carroceria de ônibus urbano, são utilizados no mínimo vinte e quatro levantes para sua união ao chassi.

Figura 2 – Longarina do chassi com trinca iniciada na região soldada.



Fonte: Foto do autor.

1.2 JUSTIFICATIVA

Por se tratar de um processo que exige certo grau de complexidade para que a região de união soldada obtenha propriedades mecânicas desejáveis, e devido à quantidade de locais que devem receber solda no processo de união de cada carroceria, o tempo para a execução desse processo torna-se elevado, gerando a necessidade de desenvolver um sistema de fixação de simples montagem, confiabilidade superior, preferencialmente de menor custo e que proporcione a mesma eficiência do sistema atual, sem provocar qualquer tipo de alteração na resistência mecânica das longarinas do chassi.

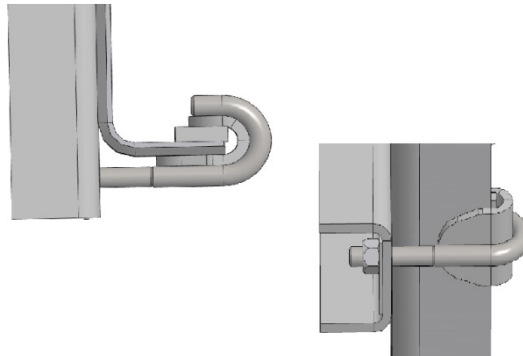
O sistema por placas parafusadas atende os quesitos de confiabilidade e eficiência em relação à fixação da carroceria, porém o custo do processo possivelmente torna-se elevado, devido à quantidade de furos a ser realizados nas longarinas e pela complexidade da montagem por consequência da quantidade de parafusos para a fixação das placas.

Conforme Mainieri (2011), o sistema de fixação da carroceria por grampos, vem com a ideia de resolver limitações encontradas no sistema convencional, que através de um conceito construtivo diferenciado, seja possível reduzir processos de fabricação, garantindo a perfeita fixação dos componentes, sem a ocorrência de qualquer tipo de alteração nas características originais do chassi.

O sistema proposto tem por objetivo aperfeiçoar um sistema aplicado em algumas

carrocerias, em caráter experimental, que não obteve o resultado esperado. Na proposta de referência, foram utilizados grampos em formato de “J” (figura 3), dispostos no sentido horizontal, presos nas abas das longarinas, e tracionados através de porcas, promovendo o apoio mecânico entre a alma da longarina e o levante da base, conforme ilustrado na figura 4.

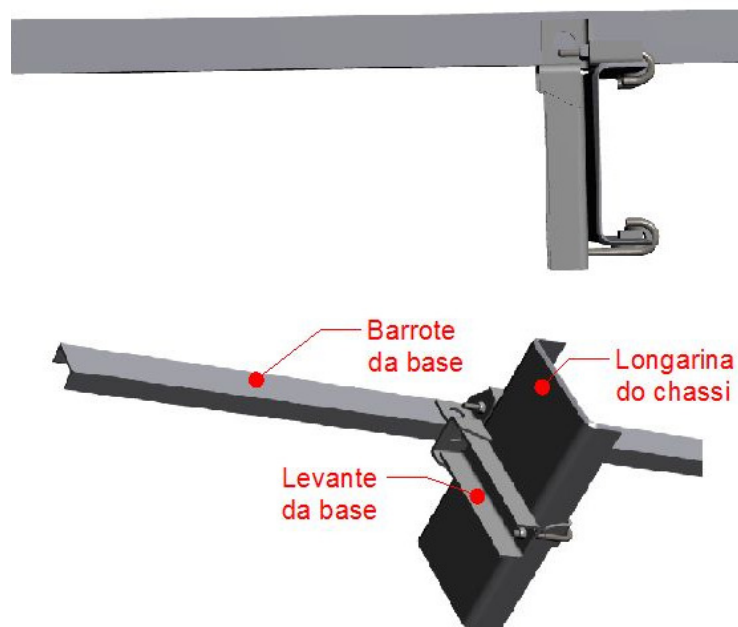
Figura 3 – Grampo inferior conforme proposta testada.



Fonte: Adaptado de Mainieri (2009).

O sistema testado em campo apresentou quebra por fadiga nos grampos em aproximadamente 30% dos pontos de fixação, demonstrando que o levante da base não estava totalmente fixo, proporcionando deslocamento dos componentes e, conseqüentemente, sobrecarga cíclica sobre a rosca dos grampos, devido o movimento da carroceria.

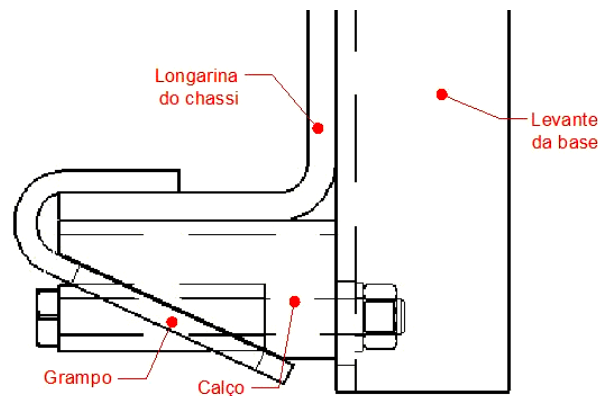
Figura 4 – Sistema de união por grampos conforme proposta preliminarmente avaliada.



Fonte: Adaptado de Mainieri (2009).

A nova proposta tem por objetivo o travamento completo do sistema. O grampo a ser utilizado é semelhante ao já testado, porém com abertura em ângulo, que deve ser apoiado em um calço em forma de cunha, com ângulo igual à abertura do grampo, a figura 5 ilustra o posicionamento dos itens do sistema.

Figura 5 – Esboço dos componentes inferiores do sistema conforme nova proposta.



Fonte: Imagem do autor.

1.3 DESCRIÇÃO DA EMPRESA

A Marcopolo fundada em 6 de agosto de 1949, possui uma linha de produtos que abrange uma ampla variedade de modelos, compostos pelos grupos de rodoviário, urbano, micros e minis, além da família Volare. A fabricação de carrocerias de ônibus é realizada em doze unidades fabris, onde quatro estão localizadas no Brasil, sendo três em Caxias do Sul e uma em Duque de Caxias (RJ). As outras oito estão situadas no exterior, sendo África do Sul, Argentina, Austrália, Colômbia, Egito, México e duas na Índia. Os produtos Marcopolo estão presentes em mais de 110 países. Ao final do ano de 2011, o quadro funcional da companhia era composto por 17.231 colaboradores, sendo 12.740 no Brasil e 4.491 no exterior.

O trabalho foi realizado no setor de engenharia de produto da empresa Marcopolo, com apoio da engenharia de desenvolvimento e divisão de protótipo.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 Objetivo geral

Desenvolver um sistema de grampos para a fixação da carroceria ao chassi,

substituindo o sistema de fixação por soldagem.

1.4.2 Objetivos específicos

- a) Identificar pontos da união da carroceria ao chassi com maiores solicitações;
- b) determinar o torque necessário para atender os esforços sofridos sobre o sistema;
- c) determinar o parafuso e a porca para a fixação dos grampos;
- d) determinar as dimensões do calço em formato de cunha para a fixação completa do sistema;
- e) determinar as dimensões e o material do grampo inferior para garantir a perfeita fixação do sistema ;
- f) avaliar experimentalmente a proposta desenvolvida, a partir de corpos de prova.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Elementos de fixação rosqueados, são componentes utilizados em grande escala na união de peças e componentes. Por muitas vezes apresentarem grande responsabilidade em sua aplicação, seu dimensionamento deve ser feito, levando em consideração qualquer fator que possa interferir em sua funcionalidade.

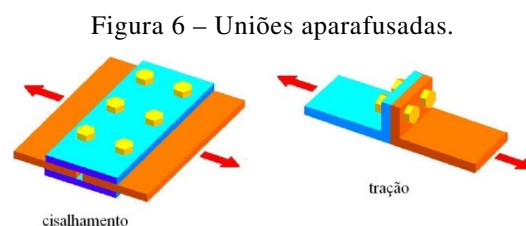
2.1 DIMENSIONAMENTO DE JUNTAS APARAFUSADAS

A junta aparafusada deve ser dimensionada a partir dos parâmetros de carga que irá suportar, avaliando as direções e grandeza dos esforços, bem como observando fatores importantes, como força de trabalho, resistência do parafuso e tensão de fadiga sob carregamentos dinâmicos.

Conforme Shigley; Mischke; Budynas (2005, p. 398), “[...] o propósito do parafuso de porca é reter duas ou mais partes. Torcer a porca estica esse parafuso de modo a produzir a força de retenção”, a qual é conhecida por pré-carga e que é responsável pela permanência do torque entre o parafuso e a porca. A força de retenção deve ter grandeza maior do que a carga externa de tração que a junta irá ser submetida, e menor do que a carga de prova especificada para o parafuso, evitando que ocorra a deformação permanente desse. De acordo com Pizzio (2005), carga de prova, é a força em que o parafuso começa a deformar-se de forma permanente, porém com grandeza menor do que a força relacionada à tensão de escoamento do material do parafuso.

2.1.1 Uniões aparafusadas

As ligações aparafusadas, são classificadas de acordo com o tipo de carregamento para que foram projetadas, podendo ser esforços de tração ou cisalhamento, a figura 6 exemplifica esses tipos de uniões.



Fonte: Lourenço (2004, p. 16).

Para juntas sob esforços de cisalhamento, a transferência de esforços paralelos ao plano de união, pode ser por contato ou por atrito.

Por contato, o carregamento aplicado à junta, sob pequena pré-carga do parafuso, é dividido entre a força de atrito da região de contato dos membros, e o carregamento direto de cisalhamento sobre o parafuso, que está em contato com as paredes dos furos.

Por atrito, o carregamento aplicado à junta é totalmente suportado pela força de atrito resultante da elevada pré-carga do parafuso, caracterizando como falha o deslizamento das superfícies de contato do sistema.

2.1.2 União de atrito sob carregamentos de cisalhamento

Nessas junções, os esforços são transferidos pelo atrito entre as superfícies de contato. De acordo com Nascimento (2003), a resistência ao deslizamento das uniões por atrito, é dependente da rugosidade superficial entre as regiões de contato dos membros, que juntamente com a força de compressão proporcionada pela elevada pré-carga do parafuso, resulta na força de atrito, responsável por evitar o deslizamento das regiões de contato. Conforme explica Martins (2011), para esse tipo de junta, são utilizados parafusos de alta resistência, capazes de suportar forças de pré-carga elevadas.

Nas junções de atrito, como a rugosidade entre as faces de contato é responsável por suportar o carregamento imposto a elas, Saman (2001) explica que as forças cisalhantes sobre os membros da junta, não expõem os parafusos a esforços perpendiculares a seu eixo, a menos que ocorra o deslizamento dos membros, submetendo o parafuso ao contato com as paredes do furo. Desta forma, se a força de atrito não for vencida pela força externa cortante, as cargas dinâmicas sobre a junta, não têm influências sobre a vida em fadiga dos elementos de fixação.

Lourenço (2004), explica que a pré-carga a ser aplicada nesse tipo de junta, deve ser dimensionada para prevenir a perda do torque entre o parafuso e a porca e gerar a força de compressão sobre seus membros, pois os carregamentos externos no sentido axial ao parafuso são desprezíveis.

2.1.3 Coeficiente de atrito

Coeficiente de atrito é a relação entre a força que oferece resistência ao movimento tangencial entre dois corpos, e a força normal que aplica força de compressão entre suas regiões de contato, conforme cita Blau (1992 apud MUNIZ, 2007, p. 5). A equação 1

demonstra essa relação.

$$\mu = \frac{F_{\mu}}{N} \quad (1)$$

Onde:

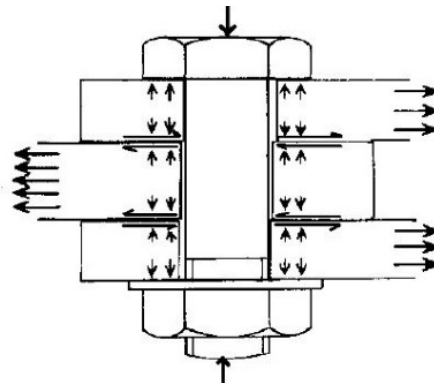
μ = coeficiente de atrito;

F_{μ} = força de atrito (N);

N = força normal de compressão (N).

A figura 7 demonstra o comportamento dos esforços sobre uma junta de atrito sob carregamento de cisalhamento.

Figura 7 – União de atrito sob carregamento de cisalhamento.



Fonte: Valenciani (1997, p.10).

Os dois tipos de coeficiente de atrito existentes podem ser definidos como:

- a) Coeficiente de atrito estático, relacionado à força que se opõe ao início do movimento relativo entre dois corpos em contato;
- b) coeficiente de atrito cinético, relacionado à força que se opõe à continuação do movimento relativo, após o movimento ter sido iniciado entre dois corpos em contato.

Quando o carregamento aplicado sobre a junta, excede a força de atrito proporcionada pela combinação da pré-carga com o coeficiente de atrito, ocorre o deslizamento das superfícies de contato, resultando na mudança de regime do coeficiente, passando de seu estado estático, para o cinético. Esse deslizamento entre os membros da junta, pode submeter o corpo do parafuso sob carregamentos de cisalhamento, levando a sua

ruptura.

Uma consideração importante a ser feita sobre a força de atrito, é que ela independe da área de contato entre os corpos, sendo dependente das condições superficiais das regiões de contato, da força de compressão sobre a junta e da quantidade de planos em contato.

Conforme descrito na norma NBR 8800 (2008), nas situações em que o deslizamento é um estado-limite último, ou seja, é considerado como o ponto de falha do sistema, a força de resistência ao deslizamento deve ser igual ou superior à força cortante, aplicada sobre a junta. Utilizando a equação 2, e considerando a força de resistência ao deslizamento F_{fRd} igual à força de tração suportada pelo sistema F_{ty} , é possível obter o coeficiente de atrito sobre as regiões de contato do sistema.

$$\mu = \frac{F_{fRd}\gamma_e}{1,13C_hF_{ct}n_s} \quad (2)$$

Onde:

μ = coeficiente de atrito;

F_{fRd} = força de resistência ao deslizamento (N);

C_h = fator de furo (tabela 2);

F_{ct} = força de compressão resultante da pré-carga total nos parafuso do sistema (N);

n_s = números de planos de contato;

γ_e = coeficiente de ponderação da resistência (1,20 para combinações normais, especiais ou de construção e 1,00 para combinações excepcionais).

2.1.4 Formato de Furos

Outro fator importante a ser observado no dimensionamento das juntas é relacionado aos furos de traspasse para os parafusos, onde deve ser observado o tamanho e o formato. Para o melhor desempenho da junta, o ideal é a utilização de furos redondos padrões, porém, para flexibilizar e facilitar o ajuste de montagem, são muito utilizados furos alargados ou alongados.

De acordo com Valenciani (1997), como a resistência ao deslizamento, está diretamente relacionada com a distribuição de pressão entre as superfícies de contato, a geometria do furo de traspasse para o parafuso, é um fator influente sobre a força de atrito. Desta forma, segundo a norma NBR 8800 (2008), em juntas submetidas a esforços paralelos às superfícies de contato, com furos alongados, paralelamente à direção da aplicação do carregamento, a resistência ao deslizamento é menor do que para situações com furos padrões.

A tabela 1 traz as configurações de furos para juntas aparafusadas, de acordo com a norma NBR 8800.

Tabela 1 – Configurações de furos para juntas aparafusadas.

(d) Diâmetro do parafuso (mm)	Diâmetro do furo padrão	Diâmetro do furo alargado	Diâmetro do furo pouco alongado	Diâmetro do furo muito alongado
≤ 24	$d+1,5$	$d+5$	$(d+1,5) \times (d+6)$	$(d+1,5) \times 2,5d$
27	28,5	33	28,5 x 35	28,5 x 67,5
≥ 30	$d+1,5$	$d+8$	$(d+1,5) \times (d+9,5)$	$(d+1,5) \times 2,5d$

Fonte: Adaptado da norma NBR 8800 (2008, p. 83).

A tabela 2 traz os fatores de furo para aplicação no cálculo de força de resistência ao deslizamento.

Tabela 2 – Fatores de furo.

Tipo de furo	Fator
Furo padrão	1
Furo alargado ou pouco alongado	0,85
Furo muito alongado	0,7

Fonte: Adaptado da norma NBR 8800 (2008, p. 80).

2.1.5 Parafusos de alta resistência

De acordo com Valenciani (1997), duas categorias de materiais para parafusos podem ser especificadas como:

- Materiais de classe geral com propriedades mecânicas similares a obtida na categoria métrica classe 8.8;
- materiais de classe superior correspondentes à categoria métrica classe 10.9 ou 12.9.

A tabela 3 traz as propriedades mecânicas para classes métricas de parafusos.

Tabela 3 – Propriedades mecânicas para parafusos.

Classe de Resistência	Resistência mínima ao escoamento (MPa)	Resistência mínima de prova (MPa)	Resistência mínima a tração (MPa)
5.8	420	380	520
8.8	660	600	830
10.9	940	830	1040
12.9	1100	970	1220

Fonte: Adaptado de Lee e Ho (2012, p. 470).

2.1.6 Pré-carga em juntas aparafusadas

A pré-carga, aplicada em uma junta aparafusada é um fator com grande importância para garantir a eficiência da junta. Seu dimensionamento adequado tem por principal função evitar o afrouxamento da junta em sua aplicação.

De acordo com Griza (2000, p. 39), um parafuso devidamente apertado resiste a situações onde um parafuso sem aperto poderia falhar rapidamente, sob baixos esforços ou fadiga de baixo ciclo.

Para juntas de atrito sob esforços de cisalhamento, a pré-carga tem por função criar força de compressão sobre os membros da junta, resultando em força de atrito na região de contato, perpendicular ao eixo do parafuso, de modo que as forças de cisalhamento aplicadas sobre a junta sejam suportadas apenas pelo atrito entre os membros unidos, permitindo a transmissão de carga.

Para esse tipo de junta, deve-se utilizar uma força de pré-carga de aproximadamente 70% da mínima resistência à tração do parafuso, levando em consideração também a área tratada de sua secção, conforme especificado pela norma NBR 8800 (2008). Pode-se determinar o valor de pré-carga permissível no parafuso a partir da equação 3.

$$F_i = 0,7S_pA_t \quad (3)$$

Onde:

F_i = pré-carga permissível, aplicada ao parafuso (N);

0,7 = porcentagem da resistência a tração;

S_p = resistência de prova (MPa) (obtido pela tabela 3);

A_t = área tratada (mm^2).

Em condições normais de aplicação, os parafusos são projetados para receber a maior

parte dos esforços na direção axial, sendo as tensões de tração as mais importantes para esse dimensionamento. Para Norton (2004), conforme demonstrado em ensaios de barras rosqueadas sob tração, a resistência a esse carregamento é mais bem definido pela média entre os diâmetros menor d_r e primitivo d_p , denominada por área trativa A_t . Para obter a área trativa do parafuso, utiliza-se a equação 4.

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_r + d_p}{2} \right)^2 \quad (4)$$

Para o cálculo dos diâmetros d_r e d_p em parafusos com rosca ISO, utiliza-se as equações 5.

$$\text{Sendo, } d_r = d - 1,226\ 869p \quad e \quad d_p = d - 0,649\ 519p \quad (5)$$

Onde:

d_r = diâmetro de raiz (mm);

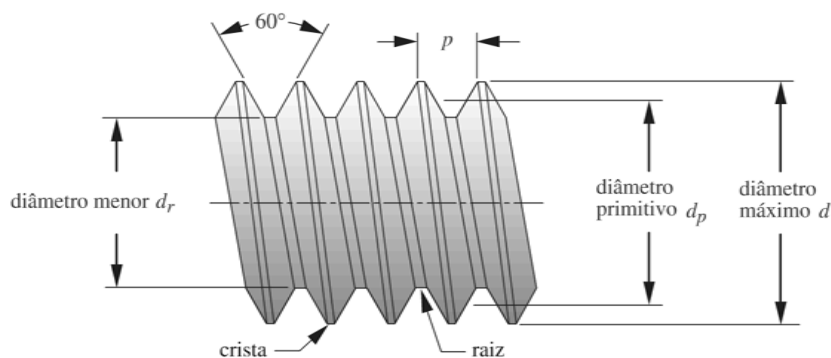
d_p = diâmetro primitivo (mm);

d = diâmetro externo (mm);

p = passo em milímetros (mm);

A figura 8 ilustra as tomadas de dimensões na rosca de um parafuso.

Figura 8 – Perfil de rosca-padrão ISO.



Fonte: Norton (2004, p. 760).

Já, de acordo com Lee e Ho (2012), juntamente com as propriedades mecânicas e a área trativa do parafuso, a força de pré-carga permissível, está diretamente relacionada ao coeficiente de atrito de sua rosca, a tabela 4 demonstra os coeficientes de atrito de acordo com as condições superficiais da rosca do parafuso ou porca.

Tabela 4 – Coeficiente de atrito para rosca laminada sem lubrificação.

		Rosca Externa (Parafuso)		
		Acabamento Superficial	Fosfatizado	Zincado
Rosca interna (Porca)	Sem Acabamento Superficial	0,12 a 0,18	...	0,16 a 0,25
	Zincado	0,1 a 0,16	0,1 a 0,2	0,14 a 0,25

Fonte: Adaptado de Lee e Ho (2012, p. 468).

A tabela 5, traz as forças de pré-carga permissíveis, relacionadas ao coeficiente de atrito da rosca, à classe de resistência e à bitola do parafuso, conforme apresentado por Lee e Ho (2012).

Tabela 5 – Pré-carga permissível em relação ao fator de atrito da rosca.

Tamanho	Classe de Resistência	Força de pré-carga permissível (kN) para fator de atrito de:		
		0,1	0,12	0,14
M6	8.8	10,4	10,2	9,9
	10.9	15,3	14,9	14,5
	12.9	17,9	17,5	17,0
M8	8.8	19,1	18,6	18,1
	10.9	28,0	27,3	26,6
	12.9	32,8	32,0	31,1
M10	8.8	30,3	29,6	28,8
	10.9	44,5	43,3	42,2
	12.9	52,1	50,8	49,4
M12	8.8	44,1	43,0	41,9
	10.9	64,8	63,2	61,5
	12.9	75,9	74,0	72,0
M14	8.8	60,6	59,1	57,5
	10.9	88,9	86,7	84,4
	12.9	104,1	101,5	98,8

Fonte: Adaptado de Lee e Ho (2012, p. 488).

Lima, Abrão e Pertence (2011) explicam que a pré-carga aplicada a um parafuso, cria

um complexo estado de deformações e solicitações, pois a distribuição de carga entre os filetes de rosca é assimétrica, podendo proporcionar cargas de tração, momentos de torção e flexão no corpo do parafuso, resultando em esforços de cisalhamento na rosca e deformações assimétricas. Assim, o dimensionamento e aplicação adequada desse parâmetro exercem um papel de grande importância no que se refere à durabilidade e comportamento da junta sob condições de trabalho.

2.1.7 Torque para a obtenção de pré-carga desejada

De acordo com Lima, Abrão e Pertence (2011), a aplicação do torque adequado a uma junta aparafusada, é de extrema importância para garantir durabilidade em sua aplicação, quando submetida a carregamentos estáticos ou fadiga.

Conforme explica Croccolo, Agostinis e Vincenzi (2010), o atrito entre a rosca da porca e do parafuso, pode proporcionar imprecisões sobre a relação torque x pré-carga, desta forma, visando obter um valor de torque mais próximo do real, aconselha-se utilizar o fator conhecido como coeficiente de torque, que é dependente das características superficiais da rosca do parafuso e/ou porca, possibilitando a redução nas imprecisões dessa relação.

Através da equação 6, que relaciona a força de pré-carga, com o diâmetro externo do parafuso e o coeficiente de torque, que é dependente do coeficiente de atrito dos elementos de fixação, pode-se calcular o torque apropriado para a junta aparafusada.

$$T = K \times F_i \times d \quad (6)$$

Onde:

T = torque (N.mm);

F_i = pré-carga permissível aplicada ao parafuso (N);

d = diâmetro externo (mm);

K = coeficiente de torque (obtido pela tabela 6).

Tabela 6 – Coeficiente de torque K .

Condição do parafuso e porca	Valor recomendado de K
Não metalizado, acabamento negro	0,3
Zincado	0,2
Lubrificado	0,18

Fonte: Adaptado de Lima, Abrão e Pertence (2011, p. 2).

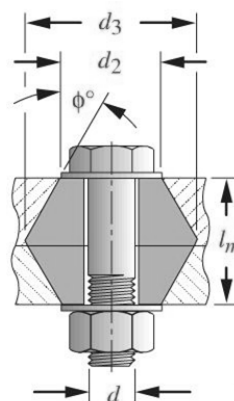
2.1.8 Rigidez dos componentes da junta

Em uma junção aparafusada, o parafuso com carregamento axial, proveniente da pré-carga e/ou esforços externos, comporta-se de acordo com a Lei de Hooke assemelhando-se a uma mola, de modo que os esforços aplicados, resultam no alongamento em seu corpo.

Para os membros da junta, segundo Edwards (1995 apud LOURENÇO, 2004, p. 63), a distribuição das tensões nas placas sob pré-carga do parafuso, comporta-se como o formato de um barril.

Para Ito (1977 apud SHIGLEY, MISCHKE E BUDYNAS, 2005, p. 402), através de constatação experimental com técnicas ultra-sônicas, observou que a pressão sobre os membros, permanece alta por cerca de 1,5 vezes o raio do parafuso de porca, decaindo conforme se distancia da linha de centro do parafuso conforme ilustrado na figura 9.

Figura 9 – Representação do cone sob tensão.

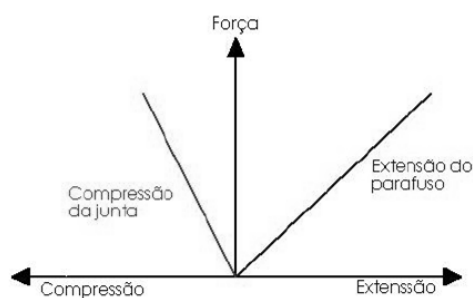


Fonte: Norton (2004, p. 791).

Segundo descreve Lourenço (2004, p. 65), “Alguns métodos fazem uma aproximação do cone por um cilindro com a área equivalente na secção, enquanto outros métodos integram o cone para determinar a rigidez”.

Conforme é possível observar no diagrama da figura 10, os componentes da junta, sofrem deformação de acordo com a aplicação da pré-carga, sendo possível perceber que a inclinação da linha que representa o parafuso é positiva, indicando alongamento em seu corpo. Já para a representação dos membros, a inclinação da linha é negativa, demonstrando que esses comprimem-se de acordo com o aumento da força de tração. Essas deformações são fatores controlados pelos coeficientes elásticos dos materiais, que dependendo de sua grandeza, irão proporcionar maior deformação no parafuso ou nos membros da junta.

Figura 10 – Diagrama força de pré-carga x deflexão da junta aparafusada.



Fonte: Pizzio (2005, p. 13).

2.2 MÉTODOS DE TRAVAMENTO DA PORCA EVITANDO PERDA DE PRÉ-CARGA

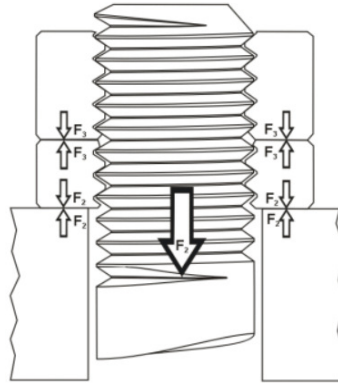
Um dos maiores problemas de uma união aparafusada é garantir que o sistema irá permanecer com a pré-carga aplicada na montagem, quando exposto a vibrações provenientes de sua aplicação. Segundo Saha et al. (2007), o afrouxamento ocorre principalmente devido aos esforços dinâmicos na direção perpendicular ao eixo do parafuso, que resulta em movimento transversal relativo entre a porca e o parafuso.

Atualmente, no mercado existem inúmeros tipos de porcas ou métodos, que tem por finalidade evitar esse problema. Os mais conhecidos são:

- a) Porca com inserto plástico: Essa possui um anel de nylon incorporado em seu topo, com diâmetro ligeiramente menor do que o parafuso, de forma a acoplar com interferência, deformando-se, e moldando-se de acordo com os filetes de rosca, proporcionando aumento de atrito entre eles e conseqüentemente, reduzindo os efeitos que a vibração proporciona à junta, no sentido de aliviar a pré-carga aplicada ao sistema. Um dos inconvenientes de sua utilização é em lugares com temperaturas elevadas, conforme explica Adam (2010).
- b) Porca com contraporca: De acordo com The Use of Two Nuts to Prevent Self Loosening (2012), esse sistema anti-afrouxamento, é um método bastante antigo, onde são utilizadas duas porcas, normalmente com alturas diferentes, sendo ideal a porca mais baixa a ser montada por primeiro. A eficiência deste método se dá devido à maneira em que os seguimentos de rosca do parafuso se relacionam com os das porcas, ou seja, após a aplicação de pré-carga resultante do torque, o filete de rosca encontra-se em contato com o flanco superior da porca mais baixa e inferior da segunda porca, proporcionando o travamento do movimento relativo

entre os componentes desse sistema conforme demonstrado na figura 11.

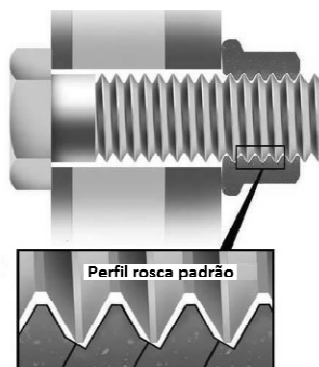
Figura 11 – Montagem de porca e contraporca.



Fonte: The Use of Two Nuts to Prevent Self Loosening (2012).

- c) Perfil de rosca assimétrico: Conhecido comercialmente como Spirallock®, é uma forma de rosca fêmea com rampa tipo cunha, com ângulo de 30° em sua base, conforme representado na figura 12, permitindo que o parafuso gire livremente em relação à rosca fêmea, até que a crista do filete de rosca toque essa rampa; após, a pré-carga deve ser aplicada normalmente como em porcas convencionais. Conforme Tecnologia Spirallock® (2010), esse sistema cria uma linha de contato helicoidal em toda extensão da interface entre a porca e o parafuso, eliminando a folga radial entre os fixadores, aumentando os esforços de contato entre o parafuso e a porca de acordo com o aumento da pré-carga.

Figura 12 – Perfil de rosca assimétrico.



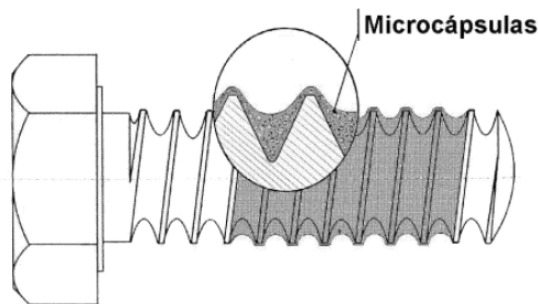
Fonte: Tecnologia Spirallock® (2010).

- d) Vedante anaeróbico: São resinas líquidas que se polimerizam pela ausência do ar, e em contato com o metal. Após sua aplicação, e a montagem dos elementos, o

produto em estado líquido ocupa todos os espaços vazios entre os filetes de rosca, que com a ausência do ar, ocorre sua solidificação, transformando-se em uma película plástica que deve travar qualquer movimento relativo entre a porca e o parafuso, que possam proporcionar seu afrouxamento (RAMOS, 2009).

- e) Travante químico microencapsulado: É um adesivo composto de micro cápsulas de vedante, que é pré-aplicado sobre a rosca do elemento fixador, conforme visualizado na figura 13. No momento de sua montagem, essas cápsulas rompem-se, liberando o vedante em estado líquido, que irá ocupar os espaços entre os filetes de rosca, e em pouco tempo endurecerá promovendo o travamento dos elementos de fixação (PRECOTE® 2010).

Figura 13 – Adesivo de vedante microencapsulado.



Fonte: PRECOTE® (2010).

- f) Porca sextavada de torque: Essa porca possui deformação em alguns fios de rosca, de modo a proporcionar maior interferência desses filetes com os do parafuso. Essa interferência aumenta o atrito entre os filetes de rosca, reduzindo o efeito da vibração sobre a pré-carga.

2.3 PROJETO DE MOLAS PLANAS

Molas são elementos largamente utilizados na indústria, com a finalidade de absorver energia mecânica, transformando em energia potencial, sem que haja nenhum tipo de deformação permanente, conforme explica Plentz (2009) em seu trabalho.

Gonzales (2009) cita que devido às altas solicitações cíclicas sobre a mola, o material utilizado para sua confecção deve possuir alto limite de escoamento, evitando assim, qualquer tipo de deformação permanente. Conforme Norton (2004), o material deve possuir elevada resistência à tração e ao escoamento e baixo módulo de elasticidade, a fim de garantir o

máximo acúmulo de energia em sua aplicação. Outro fator importante a ser observado na escolha do material para molas refere-se às propriedades relacionadas com resistência à fadiga.

Essas características podem ser observadas em materiais com média e alta quantidade de carbono, em aços ligas ou aços de alta resistência. Segundo Chiaverini (1982), os aços com teor de carbono entre 0,5% e 1,2% satisfazem quase que completamente os requisitos exigidos para as molas, algumas aplicações específicas que exigem melhores propriedades mecânicas, são utilizados aços ligas, pois esses possuem melhores propriedades a fadiga e limite elástico mais elevado do que os aços-carbono. O aço liga mais utilizado para a confecção de molas planas, é o SAE 6150. Conforme explica Gonzales (2009), esse material possui elevado limite de escoamento, boa tenacidade, média temperabilidade e baixa soldabilidade.

Um recurso utilizado para garantir as propriedades mecânicas adequadas desses elementos é a aplicação de tratamento térmico, sendo o de têmpera para elevar o limite de escoamento e a dureza do material, e revenimento, para aliviar as tensões internas e corrigir a dureza e a fragilidade. Para melhorar a vida em fadiga, os materiais também podem ser submetidos a um processo de *shot peening*. De acordo com Aggarwal, Agrawal e Khan (2006), esse processo consiste em bombardear a superfície do material com pequenas esferas de aço. O choque dessas esferas provoca pequenas deformações plásticas na superfície, de modo a encruar o material nessa região, criando tensões residuais de compressão e endurecendo a superfície.

De acordo com Choi e Chin (2006) os aços de alta resistência e baixo carbono, são materiais que possuem elevado retorno elástico, apresentando comportamento semelhante ao de uma mola, quando submetidos à conformação mecânica a frio. Devido as suas elevadas propriedades mecânicas e baixa anisotropia, esses materiais possuem boa resistência a fadiga, podendo ser utilizados na confecção de molas.

A tabela 7 apresenta as propriedades mecânicas para dois tipos de aço de alta resistência fornecidos pela empresa Ruukki[®].

Tabela 7 – Propriedades mecânicas para os aços de alta resistência.

Tipo de aço	Tensão de escoamento (MPa)	Resistência a tração (MPa)	Alongamento (%)
Optim 700 MC	700	750	13
Optim 900 QC	900	950	8

Fonte: Adaptado do catálogo PCP Produtos Siderúrgicos (2012, p. 2).

A escolha do aço adequado para a confecção desse tipo de elemento deve ser feita levando em consideração alguns fatores relevantes, como, aplicação e técnica de fabricação do componente, pois esses influenciam diretamente na relação custo / funcionalidade das molas.

2.3.1 Dimensionamento de vigas curvas

O conceito básico desse tipo de elemento mecânico é muito utilizado em máquinas e equipamentos. Denomina-se por viga, qualquer peça apoiada, sujeita a esforços transversais a seu comprimento. Componentes como grampos, ganchos, estruturas de prensas, entre outros, são projetados para suportar carregamentos como vigas, porém possuem formato curvo, e assim devem ser tratados de forma diferenciada.

Hibbeler (2004) explica que para vigas retas, a deformação normal para uma carga aplicada, varia linearmente, a partir do eixo neutro. Porém, se o elemento for curvo, essa teoria não funciona da mesma forma, necessitando de outra metodologia para descrever a distribuição de tensões.

Segundo Uddanwadiker (2011), se a viga possui curvatura significativa, sua linha neutra não se encontra mais sobre a linha centroidal de sua secção, tendendo a deslocar-se na direção ao centro do raio, resultando em variação de tensão não linear a partir do eixo neutro. Através da equação 7, obtém-se o raio do eixo neutro, demonstrada pela figura 14.

$$r_n = \frac{h}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (7)$$

Onde:

r_n = raio do eixo neutro (mm);

r_o = raio fibra mais externa (mm);

r_i = raio fibra mais interna (mm);

h = altura secção (mm);

r = raio do centro da curvatura até a área diferencial dA (mm).

Para geometrias mais simples, como uma viga com secção transversal retangular, pode-se calcular a distância entre a linha centroidal e a linha neutra através da equação 8.

$$e = r_c - \frac{(r_o - r_i)}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (8)$$

Onde:

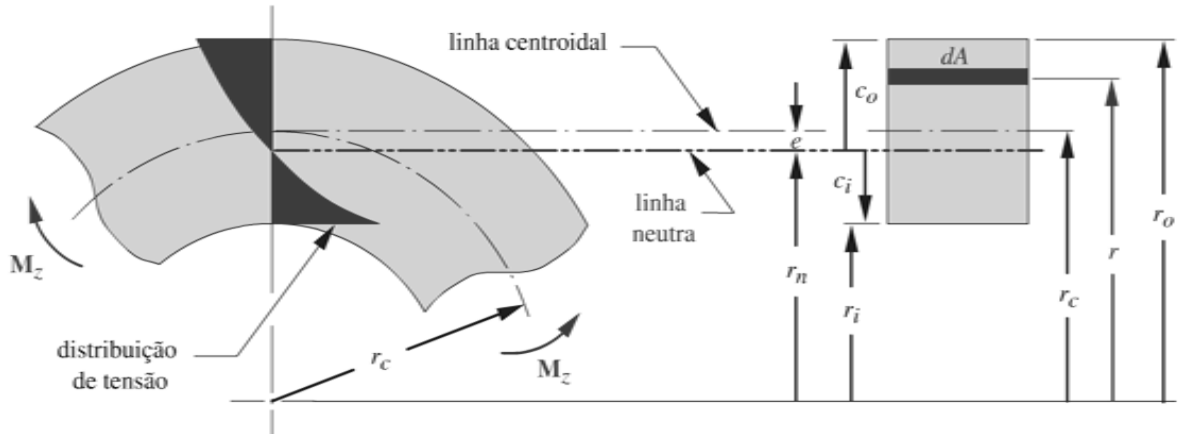
e = distância entre a linha centroidal e linha neutra (mm);

r_c = raio de curvatura (mm);

r_o = raio fibra mais externa (mm);

r_i = raio fibra mais interna (mm).

Figura 14 – Segmento de viga curva sob flexão.



Fonte: Norton (2004, p. 162).

Conforme visualiza-se na distribuição de tensões da figura 14, as tensões críticas ocorrem nas superfícies interna e externa da viga, sendo igual a zero na linha neutra da secção. Para uma condição de flexão pura, pode-se calcular sua grandeza através das equações 9, e levando-se em conta que o momento fletor é positivo, a tensão interna será de tração e a externa será de compressão.

$$\text{Sendo, } \sigma_{fi} = \frac{M_z c_i}{A e r_i} + \frac{F}{A} \quad e \quad \sigma_o = -\frac{M_z c_o}{A e r_o} + \frac{F}{A} \quad (9)$$

Onde

σ_{fi} = tensão crítica da fibra mais interna (MPa);

σ_o = tensão crítica da fibra mais externa (MPa);

F = força geradora do momento fletor, que também proporciona força axial na secção transversal da viga (N);

c_o = distância a partir do eixo neutro da fibra mais externa (mm);

c_i = distância a partir do eixo neutro da fibra mais interna (mm);

A = área secção transversal (mm²);

M_z = momento fletor (N.mm).

Através da equação 10, pode-se determinar a deflexão sofrida pelo raio da viga curva, devido à aplicação de uma força externa.

$$\delta = \frac{\pi F_{ag} r_i^3}{2EI} \quad (10)$$

Onde

δ = deflexão do raio sofrida pela viga (mm);
 F_{ag} = força externa aplicada sobre a viga (N);
 E = módulo de elasticidade do material (GPa);
 r_i = raio fibra mais interna (mm);
 I = momento de inércia (mm⁴).

O momento de inércia I de uma viga com secção retangular pode ser obtido através da equação 11.

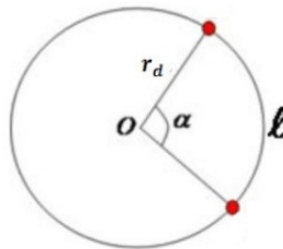
$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (11)$$

Onde

b = largura da secção da viga (mm);
 h = altura da secção da viga (mm).

Para determinar o comprimento do arco l de um raio delimitado por um ângulo, conforme visualizado na figura 15, utiliza-se a equação 12.

Figura 15 – Comprimento do arco.



Fonte: Brasil Escola (2013).

$$l = \frac{(\alpha - 180)\pi r_i}{180} \quad (12)$$

Onde

α = ângulo que delimita o raio (°);
 r_i = raio fibra mais interna (mm).

Na deflexão elástica da curvatura de uma viga, se considerarmos que durante a

aplicação de uma determinada carga o comprimento do arco permanece o mesmo, ocorrendo uma mudança na angulação que delimita o comprimento e no raio de curvatura, manipulando as equações 10 e 12, pode-se determinar a força necessária para defletir essa viga até um determinado raio. Através da equação 13 pode-se obter essa força.

$$F_{ag} = \frac{\delta 2EI}{\pi \left(\frac{180l}{\pi(\alpha-180)} \right)^3} \quad (13)$$

Onde

F_{ag} = força externa aplicada sobre a viga (N);

δ = deflexão do raio sofrida pela viga (mm);

E = módulo de elasticidade do material (GPa);

α = ângulo que delimita o raio (°);

I = momento de inércia (mm⁴);

l = comprimento do arco (mm).

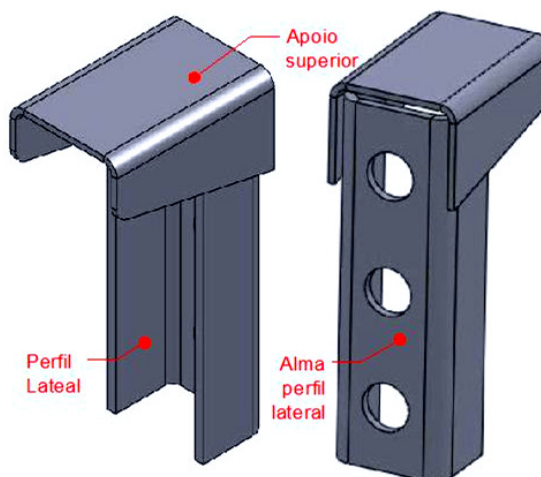
3 DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

A abordagem, feita nesse capítulo, trata primeiramente dos sistemas atuais de fixação da carroceria do ônibus ao chassi, explicando brevemente o sistema de levantes da base soldados à alma da longarina, o sistema de placas aparafusadas às longarinas e o de grampos fixos às abas das longarinas. Em segundo momento, é feita a apresentação da nova proposta do sistema de fixação por intermédio de grampos aparafusados à aba da longarina, que teve como referência o sistema de grampos citado acima.

3.1 SISTEMA DE UNIÃO POR LEVANTES SOLDADOS

Conforme citado no capítulo 1, levantes da base são elementos constituído basicamente por dois componentes, sendo o perfil lateral, conformado em "C", a partir de uma tira de chapa de aço com espessura de 6,3mm, com três furos em sua alma, para receber solda no processo de união. O apoio superior constitui-se também de um perfil conformado em "C", soldado sobre o perfil lateral, para dar apoio ao barrote da base, conforme observado na figura 16.

Figura 16 – Levante da base do sistema atual.



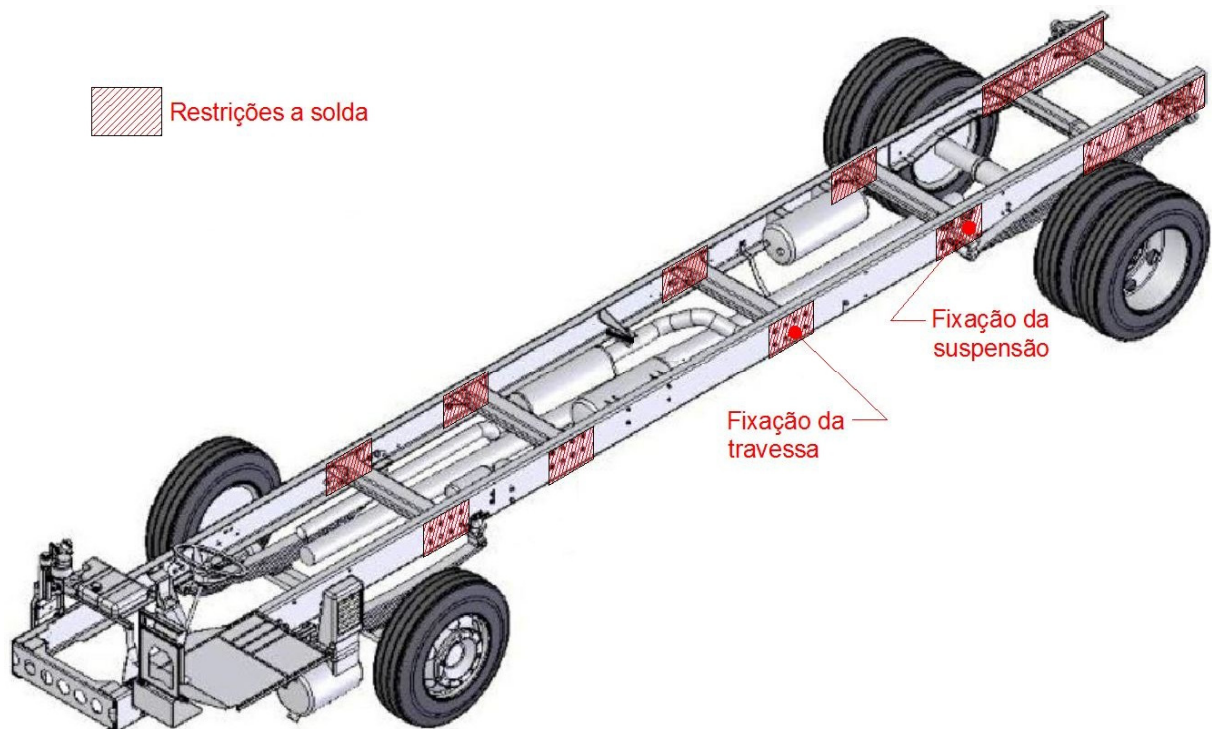
Fonte: Imagem da Marcopolo.

Esses componentes são montados aos barrotes da base, sendo dois em cada barrote, com abertura igual à das longarinas do chassi. Após o acoplamento (posicionamento do casulo estrutural sobre o chassi), os levantes são soldados por intermédio dos furos na alma da longarina.

No sistema de união soldada, as longarinas do chassi são os componentes que requerem maior cuidado, pois são submetidas a todos os tipos de esforços provenientes da utilização do veículo. As longarinas são fabricadas com aço de alta resistência mecânica, sendo muito importante garantir que os processos de montagem do veículo não afetem suas propriedades. Assim, os cuidados necessários para atingir esse objetivo, torna bastante demorado o processo de soldagem, nessa etapa do encarroçamento.

Outro fator que implica no sistema de união solda é a restrição imposta pelas montadoras de chassis. Nas regiões das longarinas de maior sollicitação, como nas fixações das travessas e suspensão, não é permitido solda. A figura 17 mostra o chassi com a indicação das regiões de fixação das travessas e das suspensões que possuem restrição de solda.

Figura 17 – Quadro do chassi.



Fonte: Adaptado de Moreira (2011, p. 40).

3.2 SISTEMA DE UNIÃO POR PLACAS APARAFUSADA

Um método utilizado para evitar solda direta no chassi, é o sistema de placas aparafusadas, onde em cada posição de barrote, as longarinas recebem uma placa cada lado. Seu processo de montagem consiste em fixar placas retangulares, com espessura de 6,3 mm através de quatro parafusos, sendo que após, o levante convencional é soldado sobre essa placa, seguindo o conceito de uniões soldadas citado acima. Para a aplicação desse sistema,

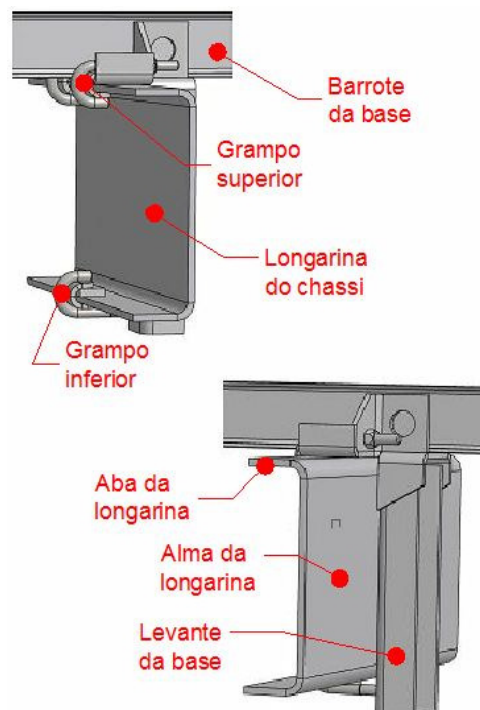
executam-se quatro furos na longarina, que além de ser um processo demorado, os furos agem como concentradores de tensões, podendo reduzir o coeficiente de segurança desses conjuntos.

3.3 SISTEMA DE FIXAÇÃO POR GRAMPOS

A proposta, apresentada no capítulo 1, tem por finalidade agilizar o processo de acoplamento do casulo ao chassi, eliminando a soldagem ou qualquer outro método, que possa resultar em alterações nas propriedades mecânicas das longarinas.

O conceito do sistema em questão foi montado em um carro em caráter experimental, porém não obteve o resultado esperado. Os grampos utilizados, confeccionados em formato de "J", presos nas abas superior e inferior das longarinas, têm por finalidade tracionar o levante contra sua alma, conforme visualizado na figura 18.

Figura 18 – Sistema de fixação por grampos testados em campo.

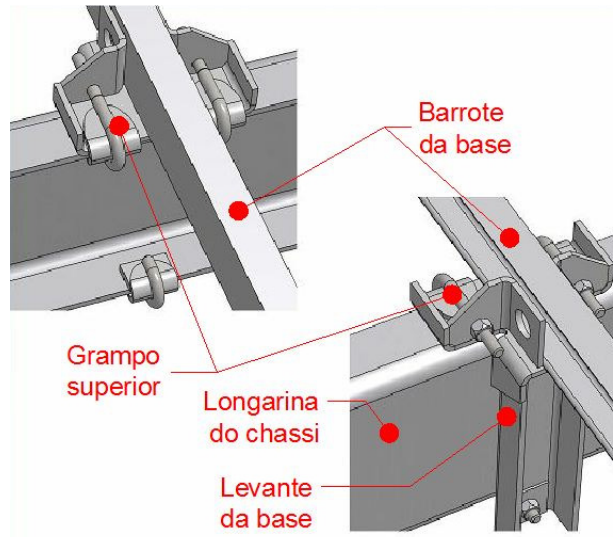


Fonte: Adaptado de Mainieri (2009).

A rosca para sua fixação foi confeccionada através de processo de usinagem em uma barra redonda. O perfil de apoio lateral possui apenas um furo na parte inferior, para aparafusar o grampo através de uma porca. O apoio superior foi confeccionado de modo a calçar o barrote sobre o chassi, utilizando dois grampos, sendo um em cada lado do barrote,

tracionando a parte superior do levante contra a longarina, conforme demonstrado na figura 19.

Figura 19 – Sistema de fixação por grampos testados em campo.



Fonte: Adaptado de Mainieri (2009).

A carroceria acoplada através desse sistema rodou em condições normais de operação, cumprindo as linhas pré-determinadas por seu proprietário durante aproximadamente seis meses e, após, esse veículo foi direcionado à assistência técnica para avaliação. Assim, foi possível observar que em aproximadamente 30% dos pontos de fixação, ocorreram fraturas dos grampos, sendo a rosca, a região afetada, conforme demonstrado na figura 20.

Figura 20 – Grampos que apresentaram falha.



Fonte: Foto da Marcopolo (2012).

Em alguns desses elementos, a região da rosca, que transpassa o levante, apresentou marcas de desgaste ocasionadas pelo atrito entre a face interna do furo e essa região da rosca, conforme visto na figura 21, demonstrando a ocorrência de movimento relativo entre a longarina e o os componentes do sistema de fixação.

Figura 21 – Grampo com marca de desgaste na região da rosca.



Fonte: Foto da Marcopolo (2012).

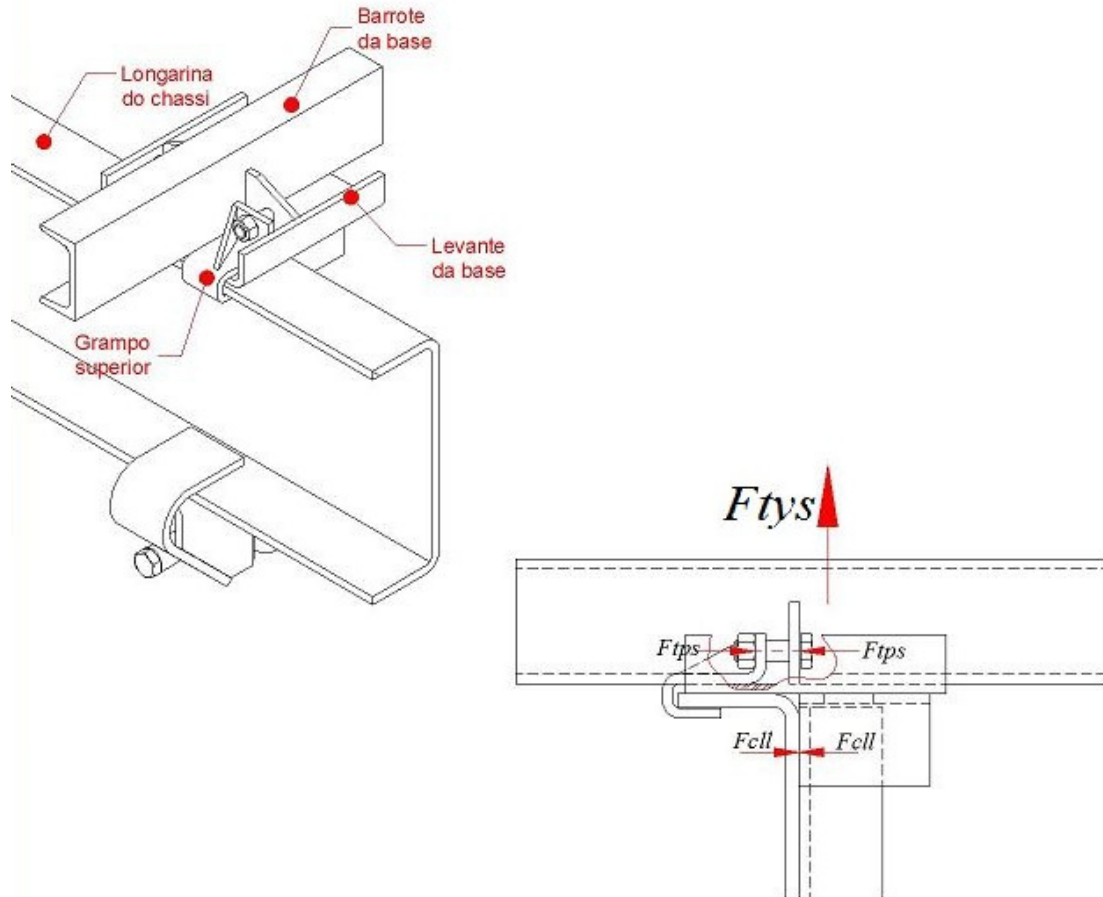
3.4 SISTEMA DESENVOLVIDO

O sistema desenvolvido baseia-se no conceito de fixação testado conforme descrito anteriormente, utilizando na fixação superior do levante, dois grampos em formato de "J", confeccionados a partir de uma chapa de aço com espessura de 6 mm, com uma porca ponteadada, para sua fixação por intermédio de parafusos. Esses grampos são iguais aos que foram aplicados em alguns pontos no sistema testado em campo e não apresentaram problemas. Os grampos superiores têm a função de tracionar o levante da base contra a longarina, criando força de compressão sobre sua face de contato e automaticamente força de atrito entre esses componentes, conforme ilustrado na figura 22.

Na fixação da parte inferior do levante, foi utilizado também um grampo em formato de "J", porém com um ângulo de abertura. O grampo é apoiado a um calço em formato de cunha, que após montado na aba da longarina, e aplicado o torque adequado, o grampo funciona como uma mola, aplicando esforços de compressão sobre o calço, que por sua vez direciona esses esforços para o levante da base e para a aba inferior da longarina, promovendo apoios mecânicos, promovendo forças de compressão sobre as faces de contato, resultando em força de atrito entre os componentes, evitando assim qualquer tipo de movimento relativo entre a longarina e os componentes do sistema. Seu formato age de modo que, quanto maior a força de tração aplicada ao parafuso, maior a compressão sofrida pela face de contato entre os

componentes.

Figura 22 – Fixação superior do levante da base.



Fonte: Imagem do autor.

Onde:

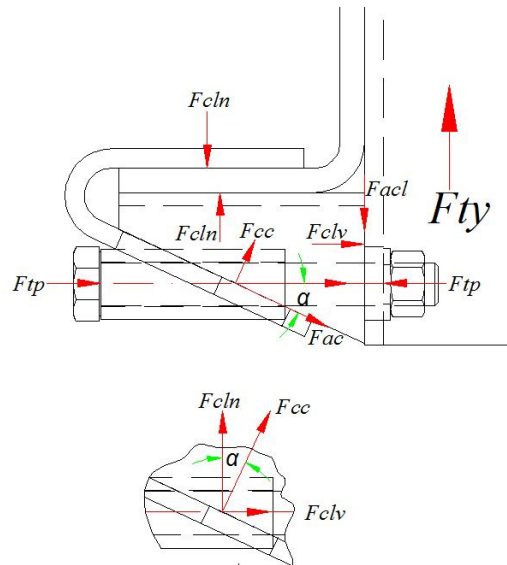
F_{tys} = força de tração em y suportada pela fixação superior (N);

F_{tps} = força de tração no parafuso superior (N);

F_{cll} = força de compressão entre o levante e a longarina (N).

A figura 23 ilustra os esforços atuantes no sistema do grampo inferior, onde a força de tração no parafuso é o esforço determinante para a carga de tração suportada pelo sistema F_{ty} . A força de tração F_{tp} proporcionada pela pré-carga no parafuso gera uma força de compressão F_{cc} na face inclinada do calço, que por sua vez, decompõe-se nas forças de compressão sobre a aba da longarina F_{cln} , e na força de compressão sobre o levante da base F_{clv} . A força F_{clv} , é responsável pela obtenção da força de atrito entre o calço e o levante da base F_{acl} , tendo por finalidade evitar que o levante da base seja arrancado da longarina, através do apoio mecânico proporcionado pelo calço sobre a aba inferior da longarina.

Figura 23 – Representação dos esforços sobre o sistema do grampo inferior.



Fonte: Imagem do autor.

Onde:

F_{ty} = força de tração em y (N);

F_{tp} = força de tração no parafuso (N);

F_{fcc} = força de compressão sobre o calço (N);

F_{fac} = força de atrito sobre o calço (N);

F_{cln} = força de compressão sobre a aba da longarina (N);

F_{fclv} = força de compressão sobre o levante da base (N);

F_{acl} = força de atrito entre o calço e o levante (N);

α = ângulo de apoio do grampo($^{\circ}$).

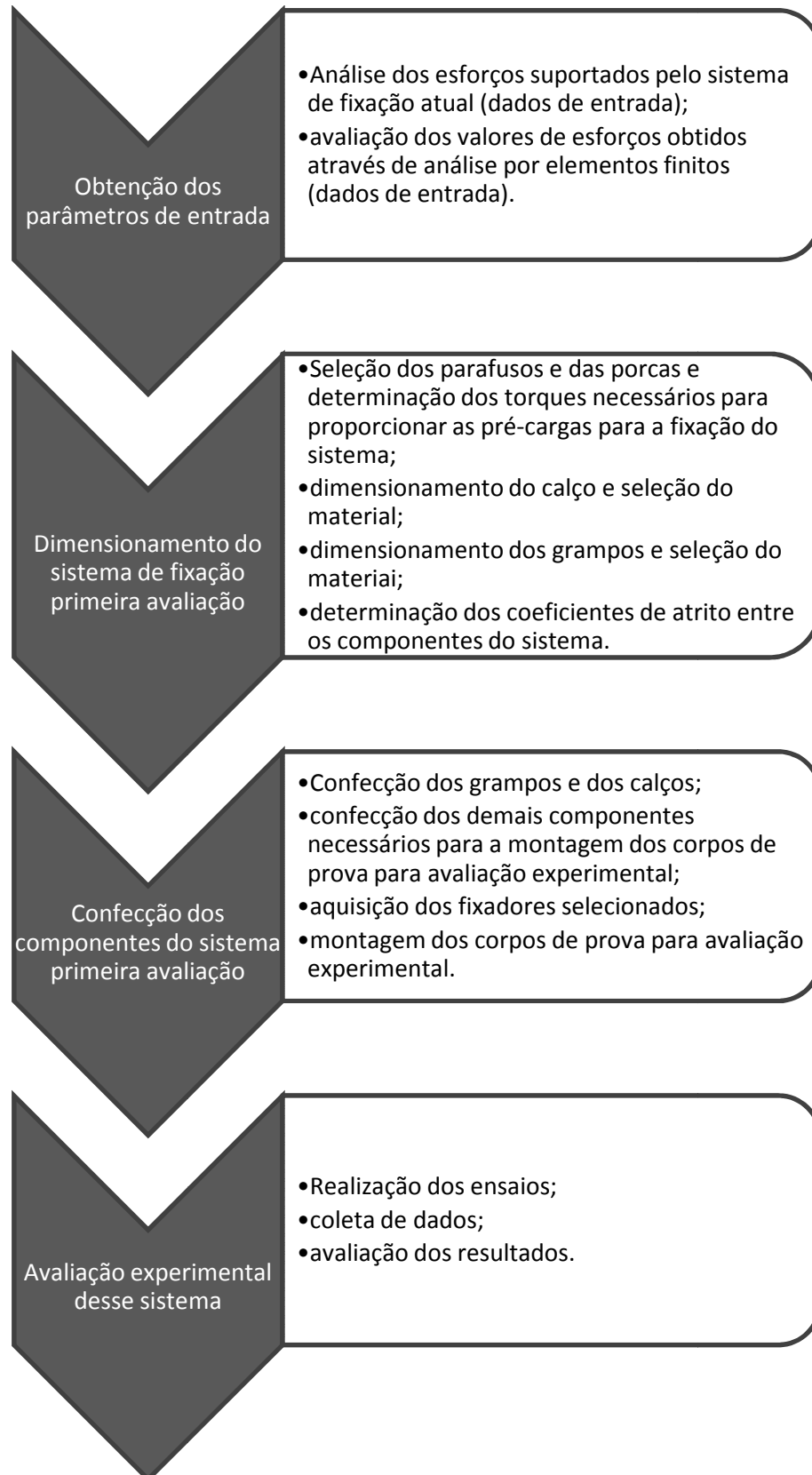
3.4.1 Estruturação das etapas para o desenvolvimento do sistema

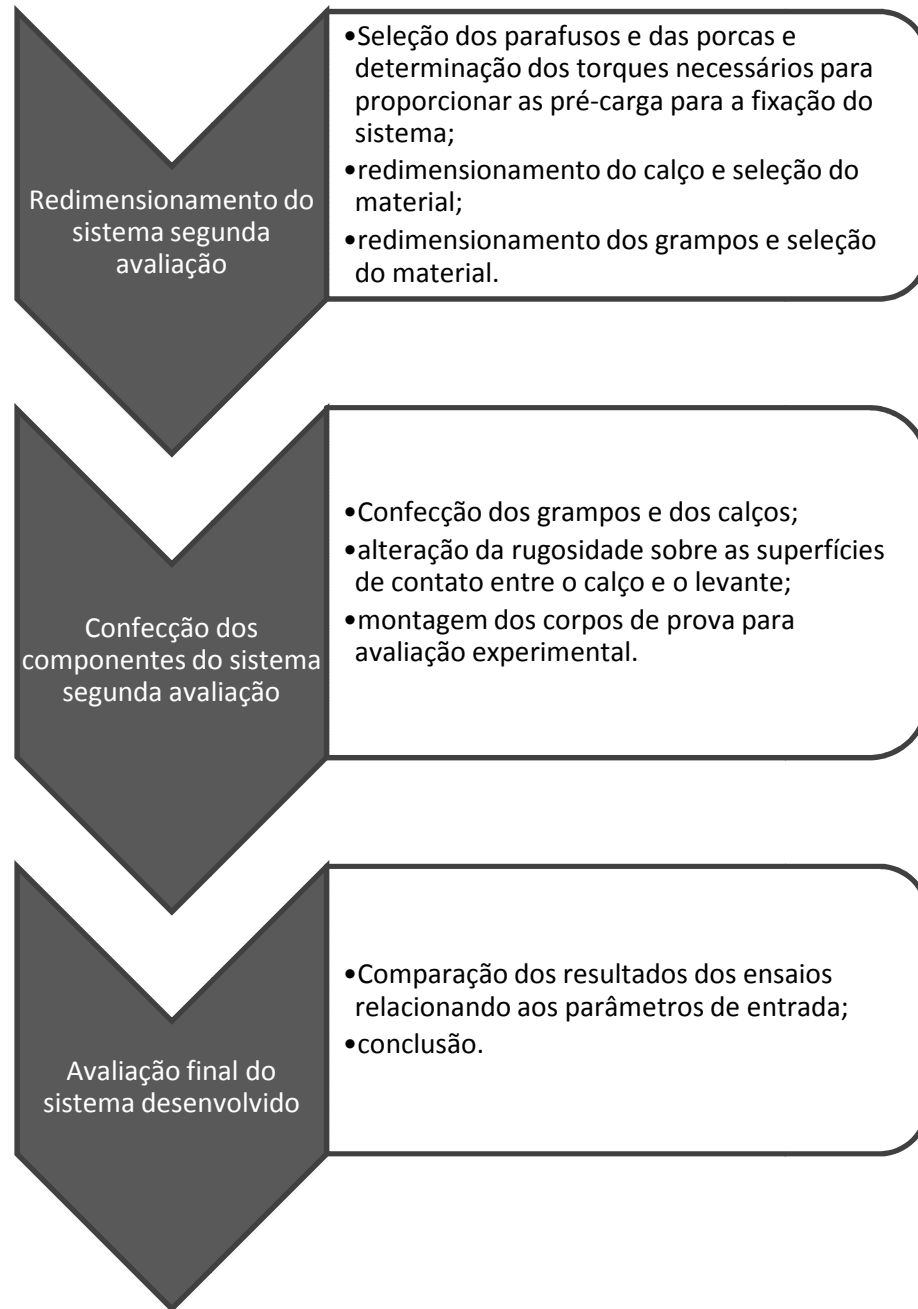
Conforme visualizado na figura 24, o desenvolvimento do projeto dividiu-se nas seguintes etapas: Obtenção dos parâmetros de entrada, dimensionamento do sistema de fixação para primeira avaliação, confecção dos componentes para a primeira avaliação, avaliação experimental desse sistema, redimensionamento dos componentes do sistema para segunda avaliação, confecção dos componentes para segunda avaliação e avaliação final do sistema desenvolvido.

Baseando-se as informações obtidas com a montagem e avaliação experimental através do ensaio de tração, sobre o primeiro conjunto de corpos de prova do sistema desenvolvido, foi realizado o redimensionamento dos componentes da fixação inferior. Após, esses componentes foram confeccionados novamente, para a realização de uma segunda avaliação experimental. Por fim os resultados obtidos nos dois conjuntos de ensaios, foram comparados e avaliados, relacionando com a força de tração vertical adotada como parâmetro

de entrada.

Figura 24 – Etapas do desenvolvimento do sistema de fixação.





Fonte: Elaborado pelo autor.

3.5 ANÁLISE DOS ESFORÇOS SOBRE O SISTEMA DE FIXAÇÃO DA CARROCERIA AO CHASSI

Para a determinação dos esforços de maior influência sobre a fixação, foram realizadas avaliações teóricas, com o auxílio da engenharia de desenvolvimento, buscando identificar o comportamento dos esforços atuantes sobre as fixações da carroceria ao chassi. Tomou-se por base os pontos de fixação que permanecerão iguais ao sistema de fixação atual e analisou-se o comportamento das fixações e regiões de contato do sistema desenvolvido.

Na fixação superior para o sistema desenvolvido, os barrotes são apoiados sobre as longarinas através do apoio superior conforme visto na figura 22, que juntamente com o peso da carroceria, proporciona força de atrito que ajuda a prender a carroceria sobre o chassi tendendo a evitar seu deslizamento.

Para a fixação inferior ocorre também a geração da força de atrito por parte dos calços. Isso se deve as forças de compressão sobre as faces de contato entre as abas inferiores das longarinas e esses componentes, aplicadas pelos grampos, conforme visualizado na figura 23.

Em alguns pontos específicos, como nas fixações da carroceria sobre os rodados, devido ao posicionamento dos feixes de mola das suspensões, não é possível a aplicação do sistema desenvolvido, sendo necessária a aplicação de levantes aparafusados em oito pontos de fixação, sendo quatro na região do eixo dianteiro e quatro na região do eixo traseiro.

Para a fixação da estrutura da frente da carroceria, com a extremidade da longarina do chassi, por se tratar de uma região com poucas solicitações e pouco espaço físico para alocar a fixação, utiliza-se fixações por solda.

Levando em consideração as observações anteriores, pode-se dizer que os esforços sobre as fixações da carroceria, no sentido de marcha do veículo, em uma frenagem ou aceleração, são distribuídos por inúmeros pontos, resultando em uma pequena porção para cada levante da base.

Para condições em que o veículo está em curva, submetido à força centrípeta, a força lateral é distribuída entre os levantes do lado oposto à direção da força, que apóiam-se na lateral da longarina do chassi. Além desses, os pontos de apoio e fixações citados anteriormente, também auxiliam na fixação da carroceria. Desta forma, os esforços aplicados nessa direção exercem pouca influência sobre os grampos da fixação inferior.

A partir dessas observações, pode-se dizer que os maiores esforços direcionados às fixações inferiores dos levantes da base, são provenientes dos carregamentos verticais, em situações que ocorram torções ou solavancos sobre a carroceria.

3.5.1 Dados de entrada

Para a obtenção dos dados de entrada, necessários para o desenvolvimento do sistema proposto foi realizada a avaliação do sistema soldado de fixação da carroceria ao chassi, por intermédio de ensaio de tração. O resultado sobre essa avaliação foi comparado com os valores de esforços obtidos através de análise computacional por elementos finitos do

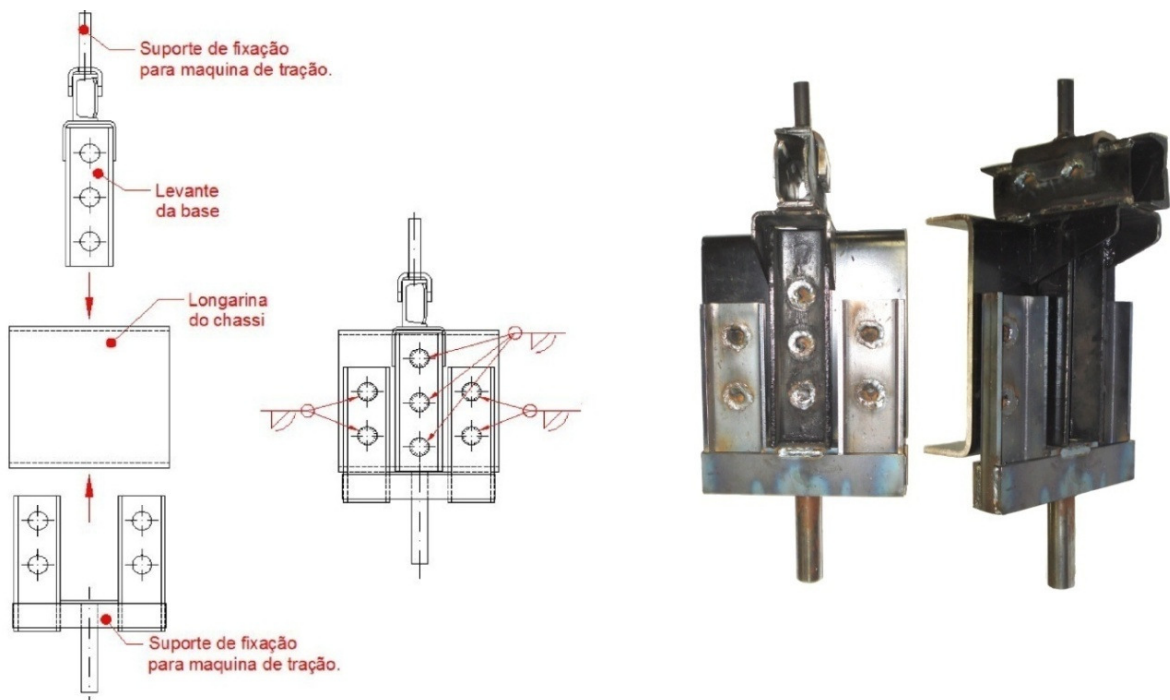
modelo da carroceria do ônibus submetida à torção.

3.5.1.1 Avaliação do sistema atual de fixação da carroceria ao chassi

Com o intuito de dimensionar o sistema de fixação da carroceria, capaz de suportar a carga que o levante soldado atualmente suporta, optou-se por avaliar o sistema de fixação atual através de ensaio de tração, de modo a obter o máximo esforço de tração no sentido vertical (“Y”) suportado pelo levante.

Para esse ensaio, foram construídos três corpos de prova, onde o levante da base convencional foi soldado em um pedaço de longarina do chassi, juntamente com um sistema de suportes, para fixar a longarina na garra inferior da máquina de tração e o levante da base na garra superior. E assim possibilitando a aplicação de carga de tração sobre o sistema, no sentido vertical (“Y”), conforme visualizado na figura 25.

Figura 25 – Corpo de prova para ensaio de tração sobre o sistema de fixação atual.



Fonte: Imagem do autor.

O ensaio sobre esses corpos de prova foi realizado no laboratório de ensaios mecânicos da Universidade de Caxias do Sul, por meio de uma máquina de tração com capacidade para 300 kN. O módulo do levante soldado foi preso na máquina através dos suportes de fixação ilustrados na figura 25, tracionando o sistema até o momento em que

ocorreu a fratura no raio de dobra do apoio superior do levante da base.

A tabela 8 traz os valores das cargas suportadas pelos corpos de prova, juntamente com o valor médio para a força de tração vertical suportada pelo sistema de fixação atual.

Tabela 8 – Máximos esforços suportados pelo sistema atual.

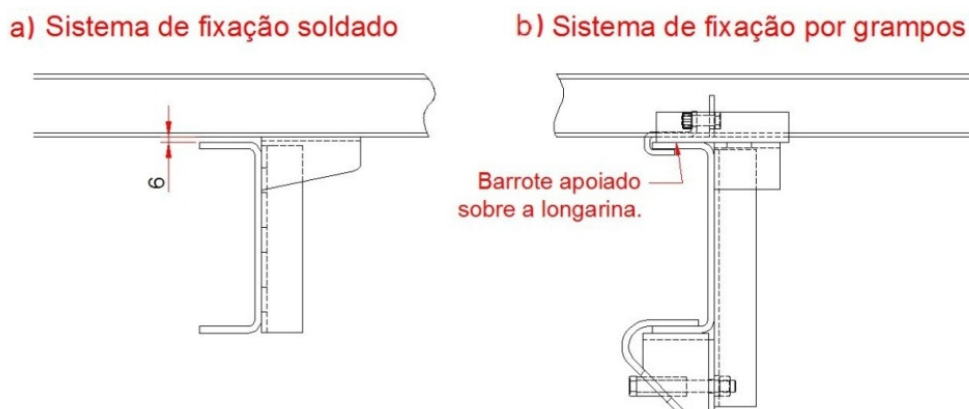
Corpo de prova I	Corpo de prova II	Corpo de prova III	Valor médio
Força (kN)	116,74	112,82	110,85
			113,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

Para estudos de distribuição de carga do veículo, é considerado o valor bruto de 990 quilogramas por metro de carroceria. Levando em conta que são utilizados quatro pontos para sua fixação sobre o chassi, a uma distância máxima de dois metros, e relacionando essa informação com a força de tração média na tabela 8 obtida com o ensaio, pode-se dizer que o sistema atual é bastante robusto. Porém é válido salientar que o sistema de fixação atual foi desenvolvido para suportar cargas dinâmicas de compressão, já que o barrote da base não é apoiado diretamente à longarina do chassi (figura 26a), sendo o apoio superior do levante responsável por suportar todo o carregamento gerado pela carroceria.

Para o sistema de fixação por grampos, o apoio superior do levante da base é apoiado diretamente sobre a longarina do chassi, e o barrote é fixo diretamente sobre o apoio superior do levante, descarregando sobre a longarina do chassi todo o carregamento gerado pela carroceria, conforme visualizado na figura 26b. Assim, o sistema desenvolvido nesse trabalho é responsável por suportar principalmente os carregamentos verticais de tração, sofridos pelo levante da base em relação à longarina do chassi.

Figura 26 – Comparação entre os sistemas de fixação.

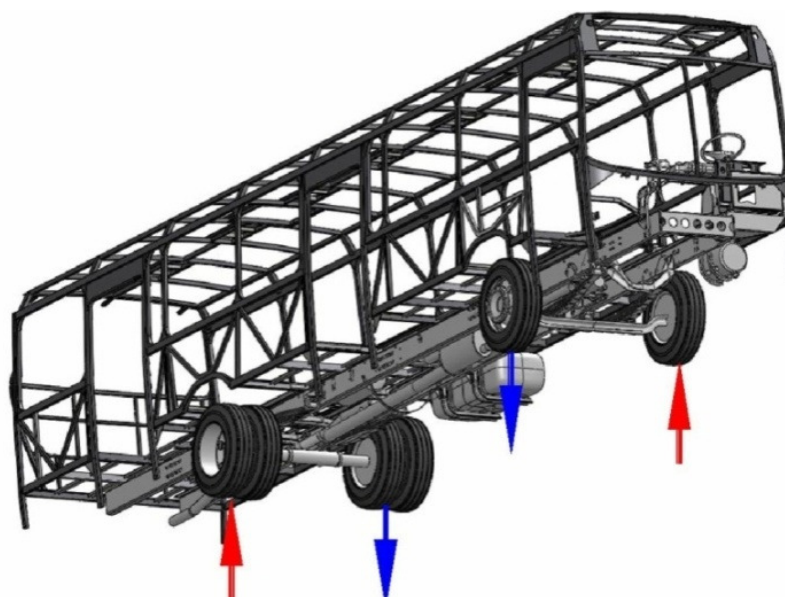


Fonte: Imagem do autor.

3.5.1.2 Esforço de tração sobre a fixação, obtidos através da análise por elementos finitos.

A análise realizada pelo setor de Engenharia de Desenvolvimento consistiu em simular sobre um modelo sólido da carroceria de um ônibus urbano, confeccionado através do software de CAD SolidWorks[®], uma condição de torção da carroceria. Utilizou-se o programa de análise por elementos finitos Ansys[®], para simular o “apoio” das rodas do veículo de forma diagonal, ou seja, a dianteira do lado direito, juntamente com a traseira do lado esquerdo, liberando as outras duas, fazendo com que a força da gravidade exerça forças de torção sobre a estrutura da carroceria, conforme visualizado na figura 27.

Figura 27 – Modelo do casulo estrutural submetido à análise de elementos finitos.



Fonte: Imagem da Marcopolo (2012).

Através da análise dos resultados, foi observada na região mais solicitada de um dos levantes da base, a força de 10 kN no sentido vertical. Esse valor de força de tração será utilizado como parâmetro de entrada para o dimensionamento do sistema.

3.6 DESENVOLVIMENTO DA PRIMEIRA PROPOSTA PARA O SISTEMA DE FIXAÇÃO

3.6.1 Seleção dos parafusos e porcas e determinação dos torques

Os elementos de fixação têm a função de tracionar os grampos até atingir a pré-

carga, cuja grandeza deve ser suficiente para resistir às cargas externas proporcionadas pela carroceria sobre seu sistema de união. Devido à necessidade de elevada pré-carga para a obtenção de força de compressão sobre as faces de contato do sistema, optou-se por utilizar elementos de fixação de alta resistência.

Nos grampos da fixação superior, foram utilizados dois parafusos M12x1,5 classe 8.8 e duas porcas M12x1,5 classe 8 e estipulada a força de pré-carga de 15 kN em cada parafuso. A baixa pré-carga para essa fixação, foi determinada buscando evitar que a aba superior da longarina sofra esforços elevados de compressão, podendo comprometer sua integridade.

Na fixação do grampo inferior foi utilizado um parafuso M14x2 classe 10.9 e uma porca M14x2 classe 10. Como esse ponto de fixação é responsável por suportar a maior parte da carga do sistema, foi aplicada a pré-carga máxima permissível, considerando o fator de atrito 0,12. Desta forma a tabela 5 indica a força de pré-carga de 86,7 kN. Para fins de dimensionamento do sistema, foi utilizada a força de 86 kN.

A aplicação do torque adequado nos elementos de fixação do sistema origina as forças de pré-carga e conseqüentemente as forças de tração nos parafusos (F_{tp} e F_{tps}), necessárias para o travamento completo dos componentes, conforme visualizado nas figuras 22 e 23.

Para atingir a força de pré-carga (F_{tps}) nos elementos de fixação superiores, foi aplicado o torque de aproximadamente 36 Nm. Para a força de pré-carga (F_{tp}) dos elementos de fixação inferiores, o torque aplicado foi de aproximadamente 240 Nm. O apêndice A demonstra o equacionamento para obter os torques a serem aplicados e a tabela 12 do apêndice B demonstra os valores calculados para esses parâmetros.

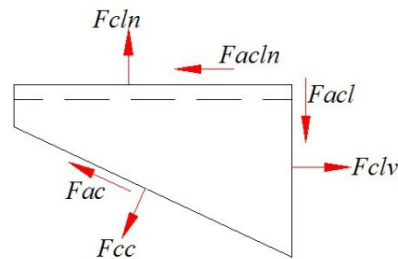
3.6.2 Dimensionamento do calço para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido

O calço tem por principais funções, decompor o esforço aplicado pelo grampo sobre as faces de suas abas inclinadas, direcionando uma de suas componentes para a face externa da alma do levante, promovendo força de compressão sobre essa face de contato, criando força de atrito suficiente para travar por completo o sistema. A outra componente da força é direcionada para a região de contato entre a face superior do calço e a aba inferior da longarina para que, juntamente com a aba superior do grampo, prendam essa região, travando qualquer possível movimento dos componentes, também compensando folgas de montagem

e/ou variações de espessura nas abas da longarina, conforme ilustrado na figura 23.

Para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido, foi determinado para o calço o ângulo de 45° , proporcionando a aplicação de 50% da força de pré-carga do parafuso (Ftp) na face de contato entre o calço e o levante da base, gerando uma força de compressão $Fclv$ de 43 kN sobre essa região. O diagrama de corpo livre apresentado na figura 28 mostra a decomposição dos esforços sobre o calço.

Figura 28 – Diagrama de corpo livre do calço.



Fonte: Imagem do autor.

Através das equações 14 e 15, pode-se calcular os esforços sobre o calço.

$$\sum F_x = 0 \quad \rightarrow \quad Fclv - Facln - Fcc \cdot \sin \alpha - Fac \cdot \cos \alpha = 0 \quad (14)$$

$$\sum F_y = 0 \quad \rightarrow \quad Fcln - Fac - Fcc \cdot \cos \alpha - Fac \cdot \sin \alpha = 0 \quad (15)$$

A tabela 12 do apêndice B apresenta os valores teóricos dos esforços para o primeiro ensaio com o sistema desenvolvido.

Foi selecionado o aço SAE 1020 com espessura de 6,3 mm para a confecção do calço.

3.6.3 Dimensionamento do grampo da fixação inferior para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido

O grampo tem por funções, pressionar o calço contra o levante da base, criando forças de atrito, e contra a aba inferior da longarina, promovendo seu travamento.

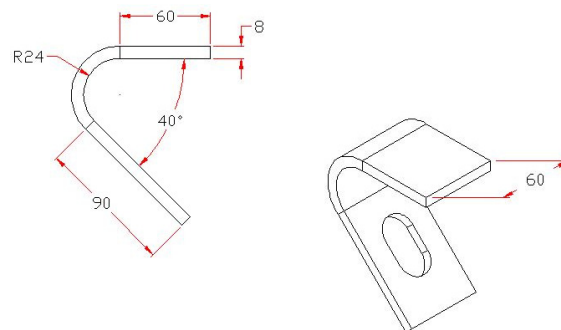
No dimensionamento dos componentes para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido, foi estipulado para o grampo inferior o ângulo de 40° , sendo 5° menor do que o calço, de modo que quando montado sobre esse componente e tracionado contra sua

rampa, através da aplicação do torque, o grampo deformou-se elasticamente igualando sua angulação ao do calço, promovendo apoio completo entre as abas do grampo, a aba da longarina e o calço, também direcionando a força proporcionada pela pré-carga sobre as regiões de contato entre esses componentes, conforme ilustrado na figura 23.

Para que o grampo funcione conforme o esperado, deformando-se apenas dentro de seu limite elástico, foi selecionado um material que possui propriedades mecânicas elevadas. Para o primeiro conjunto de ensaios realizado sobre o sistema desenvolvido foi utilizado o aço de alta resistência Optim 900 QC, que possui propriedades mecânicas ideais, e também possibilita a aplicação do processo de soldagem, diferente dos aços convencionais aplicados na fabricação de molas, citados na seção 2.3. A tabela 7 apresenta as propriedades mecânicas para o aço selecionado.

Seguindo os parâmetros de processamento, especificados pelo catálogo da empresa Ruukki® (2011), para o aço Optim 900 QC com espessura de 8 mm, foi determinado o raio de 24 mm na curvatura do grampo. A figura 29 mostra o detalhamento dimensional do primeiro grampo.

Figura 29 – Detalhamento dimensional do grampo para o primeiro conjunto de ensaios.



Fonte: Imagem do autor.

3.6.4 Determinação do coeficiente de atrito entre as superfícies de contato para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido

Como o sistema desenvolvido enquadra-se no conceito de juntas de atrito sob esforços de cisalhamento, deve-se observar o coeficiente de atrito entre as regiões de contato do sistema, pois esse fator, juntamente com a força de compressão, é responsável por originar uma força de atrito com grandeza suficiente para suportar a força vertical (F_{ty}) que o sistema será submetido.

Já que na realização dos ensaios de tração sobre o sistema desenvolvido, foram

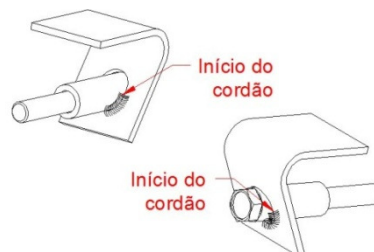
obtidos os esforços que a força de atrito suportou, e como a força de compressão sobre as faces de contato é conhecida, foi possível obter o valor real para esse coeficiente entre as faces de contato dos componentes do sistema.

3.6.5 Confeção dos grampos e dos calços para o primeiro conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido

Para a primeira avaliação sobre o sistema desenvolvido, foram confeccionadas três grampos utilizando o aço Optim 900 QC com 8 mm de espessura. O material foi cortado a laser com dimensionais conforme projeto, após, as peças foram conformadas através de dobradeira na forma de “J”, com angulação de 40° entre as abas. Por fim, foi soldada uma bucha passante à aba de cada grampo com angulação de 45° em relação à sua aba de traspasse, para servir como guia ao parafuso, conforme visualizado na figura 30.

A etapa de soldagem sobre os grampos para a fixação das buchas de traspasse dos parafusos, foi realizada tomando o cuidado de que o calor proveniente do processo não chegasse à região próxima ao raio de curvatura do grampo, evitando possíveis mudanças em suas propriedades mecânicas e consequentemente a perda de sua função de mola, na aplicação de cargas de compressão sobre o calço e a longarina. Para evitar que o calor chegasse até a região crítica do raio, os cordões de solda foram iniciados em um quadrante da bucha, contornando a região entre ela e o furo de traspasse da aba do grampo, na direção oposta ao raio, finalizando no quadrante oposto ao início do cordão, conforme demonstrado na figura 30.

Figura 30 – Esboço do grampo inferior.

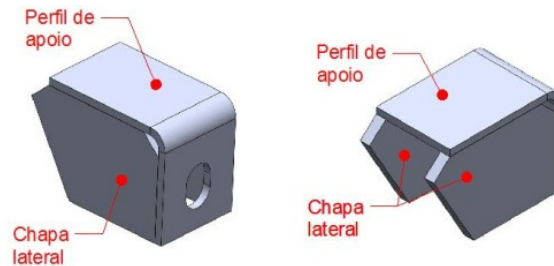


Fonte: Imagem do autor.

Os calços foram confeccionados a partir de uma chapa de aço, recortada a laser em três peças, sendo elas o perfil de apoio, recortado em formato retangular e após dobrada em formato de "L", através de dobradeira e as chapas laterais, por fim as peças foram soldadas de

acordo com o projeto para dar formato ao calço, conforme mostrado na figura 31.

Figura 31 – Esboço do calço de apoio do grampo inferior.



Fonte: Imagem do autor.

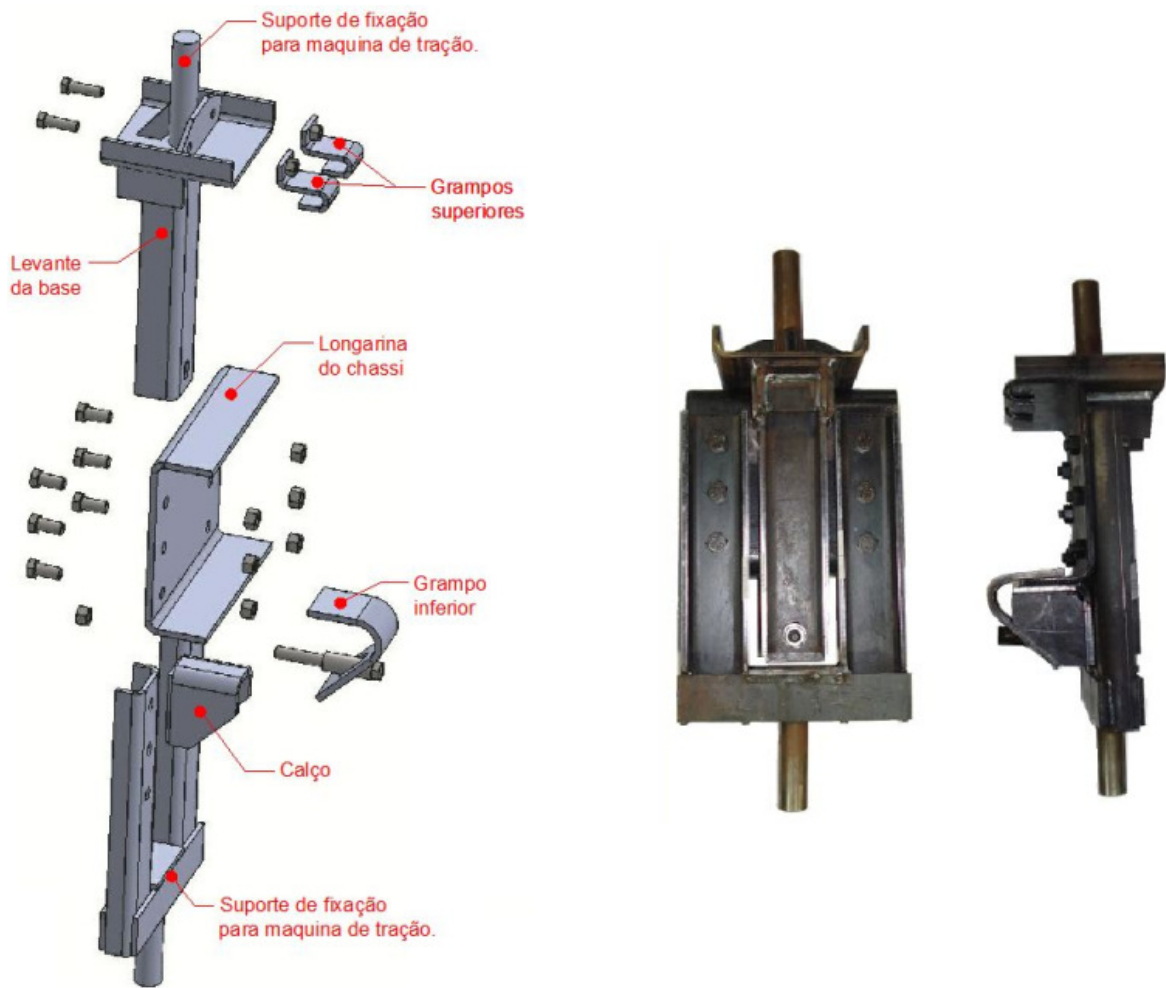
3.6.6 Montagem dos corpos de prova para avaliação experimental

Para observar o comportamento do grampo quando montado sobre o calço, e avaliar o desempenho do sistema de fixação desenvolvido, quando submetido a carregamento estático de tração, foi confeccionado primeiramente um lote de corpos de prova (3 conjuntos), utilizando os grampos com espessura de 8 mm com angulação de 40°, citados na seção 3.6.5.

Os corpos de prova foram montados conforme demonstrado na figura 32, constituídos dos seguintes componentes: suporte de fixação superior para máquina de tração, levante da base, longarina, suporte de fixação inferior para máquina de tração, grampos superiores, calço, grampo inferior, parafusos, porcas e arruela, onde que para cada corpo de prova, o suporte de fixação inferior foi fixo através de parafusos e porcas no pedaço de longarina, o suporte superior para máquina de tração foi fixo sobre o levante da base através de solda, e após o levante da base foi fixo na longarina, sendo na fixação superior através de dois grampo e dois parafusos e na fixação inferior, através do grampo com abertura em ângulo, do calço, um parafuso, uma porca e a arruela.

Conforme citado na seção 3.6.1, na fixação superior do levante da base sobre a longarina, foi aplicado o torque de 36 Nm em cada parafuso, que resultou em força de tração (F_{tps}) teórica de 15 kN e força teórica de compressão entre o levante e a longarina (F_{cll}) de 30 kN. Para a fixação inferior foi aplicado o torque de 240 Nm, gerando a força de tração no parafuso (F_{tp}) de 86 kN, resultando na força de compressão (F_{clv}) teórica de 43 kN entre o calço e o levante. Através das forças de compressão nas regiões de contato obtém-se a força de compressão total (F_{ct}) de 73 kN, que é apresentada na tabela 12 do apêndice B, cujo equacionamento é demonstrado no apêndice A. As figuras 22 e 23 ilustram a aplicação das forças nas regiões de contato.

Figura 32 – Corpo de prova para ensaios sobre o sistema desenvolvido.



Fonte: Imagem do autor.

Com o intuito de avaliar se o comportamento dos grampos da fixação inferior iria atender ao requisito de deformar-se apenas em seu regime elástico, eles foram montados e submetidos ao torque especificado, levando ao assentamento entre suas faces de contato. Em seguida os componentes da fixação inferior foram desmontados, onde foi observado que os grampos retornaram à sua angulação inicial, atendendo ao requisito pré-determinado.

O mecanismo anti-afrouxamento escolhido para os elementos de fixação, foi à utilização de porca sextavada torque, cuja escolha foi baseada na facilidade de sua aplicação.

Durante a montagem dos corpos de prova com o sistema de fixação desenvolvido, foi possível observar a importância do ângulo de montagem da bucha de traspasse para o parafuso, na aba do grampo, pois em um desses componentes, por equívoco, a bucha foi montada com um ângulo de aproximadamente 40° , ao invés de 45° , conforme especificado no projeto. Esse problema provocou o assentamento incorreto da aba superior do grampo, em relação à face interna da aba inferior da longarina, conforme ilustrado na figura 33.

Figura 33 – Problema de assentamento do grampo.



Fonte: Imagem do autor.

3.6.7 Ensaio de tração para primeira avaliação do sistema desenvolvido

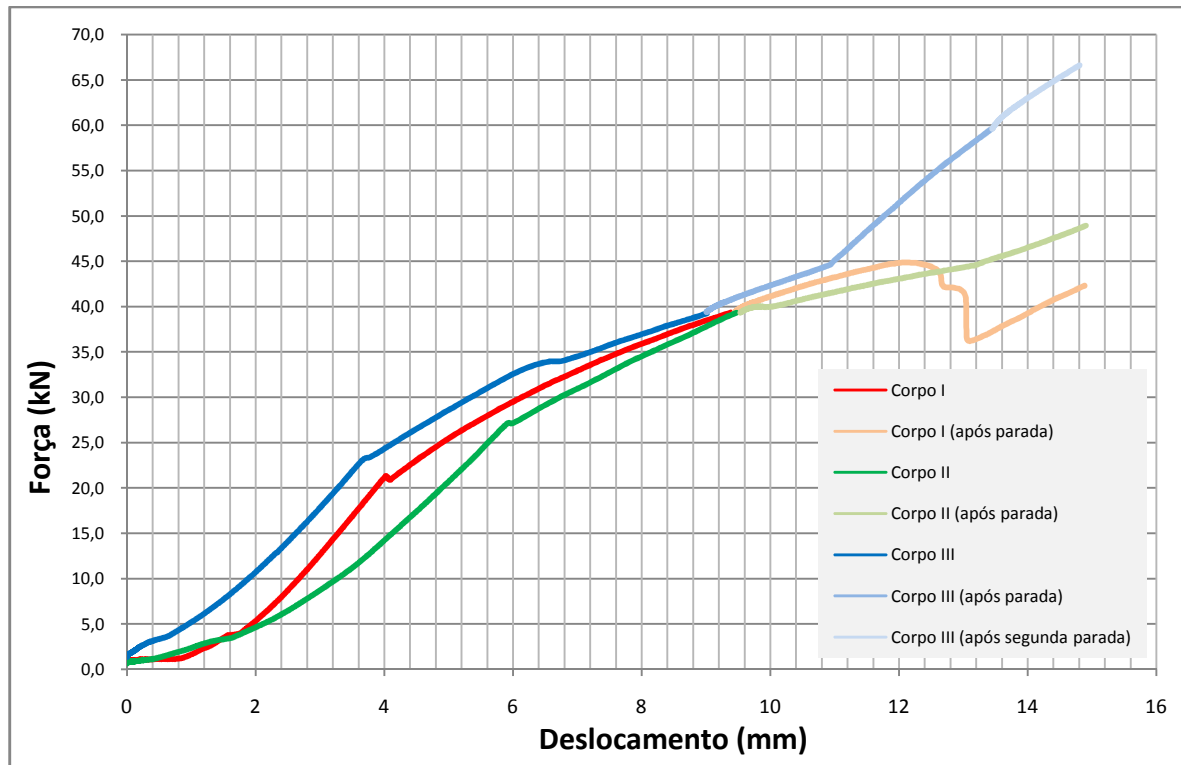
Os ensaios de tração foram realizados no laboratório de ensaios mecânicos da Universidade de Caxias do Sul, através de uma máquina de tração de 200 kN, onde os corpos de prova foram fixos nas garras superiores e inferiores da máquina, através dos mecanismos de fixação e após iniciou-se a aplicação de carga de tração no sentido vertical, de modo a tentar arrancar o levante da base da longarina do chassi.

O ensaio de tração, realizado sobre o primeiro conjunto de corpos de prova do sistema desenvolvido, consistiu em tracioná-los, realizando paradas intermediárias até obterem deslocamento vertical de aproximadamente 15 mm. O gráfico, força X deslocamento, figura 34, demonstra o comportamento dos corpos de prova quando submetidos à tração.

As paradas foram realizadas para avaliação visual, quando a força de tração alcançou aproximadamente 40 kN, onde foi possível observar um pequeno deslocamento resultante do deslizamento do calço em relação ao levante da base e pequenas deformações nas abas da longarina.

Após avaliação, a aplicação da carga foi retomada até a obtenção do deslocamento pré-definido (15 mm), sendo realizada uma segunda avaliação do comportamento dos componentes, onde foi constatado o deslizamento maior entre o levante da base e o calço, até ocorrer o contato do parafuso de fixação do grampo, com a parede do furo do levante da base, utilizado para seu traspasse, submetendo o parafuso a esforços de flexão. Para o terceiro corpo de prova, foi realizada uma parada também com 60 kN.

Figura 34 – Gráfico força X deslocamento primeiro conjunto de ensaios de tração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Foi observado, em um dos corpos de prova, a quebra da solda que fixa a bucha de traspasse para o parafuso, na aba do grampo, demonstrando problemas no processo de soldagem desse componente. O problema ocorrido foi observado na curva referente ao "corpo de prova I (após parada)", do gráfico figura 34, onde ocorre repentinamente queda da força de tração. Na avaliação visual foi constatado também, deformação da aba superior da longarina. Isso se deu devido ao deslocamento do levante, já que esse também está preso nessa aba através de dois grampos, conforme observado na figura 32.

A tabela 9 demonstra os valores dos esforços sofridos sobre os corpos de prova, quando atingiram o deslocamento de aproximadamente 15 mm.

Tabela 9 – Forças suportados pelo sistema para o deslocamento de 15 mm.

	Corpo de prova I	Corpo de prova II	Corpo de prova III
Força (kN)	42,44	48,94	66,63

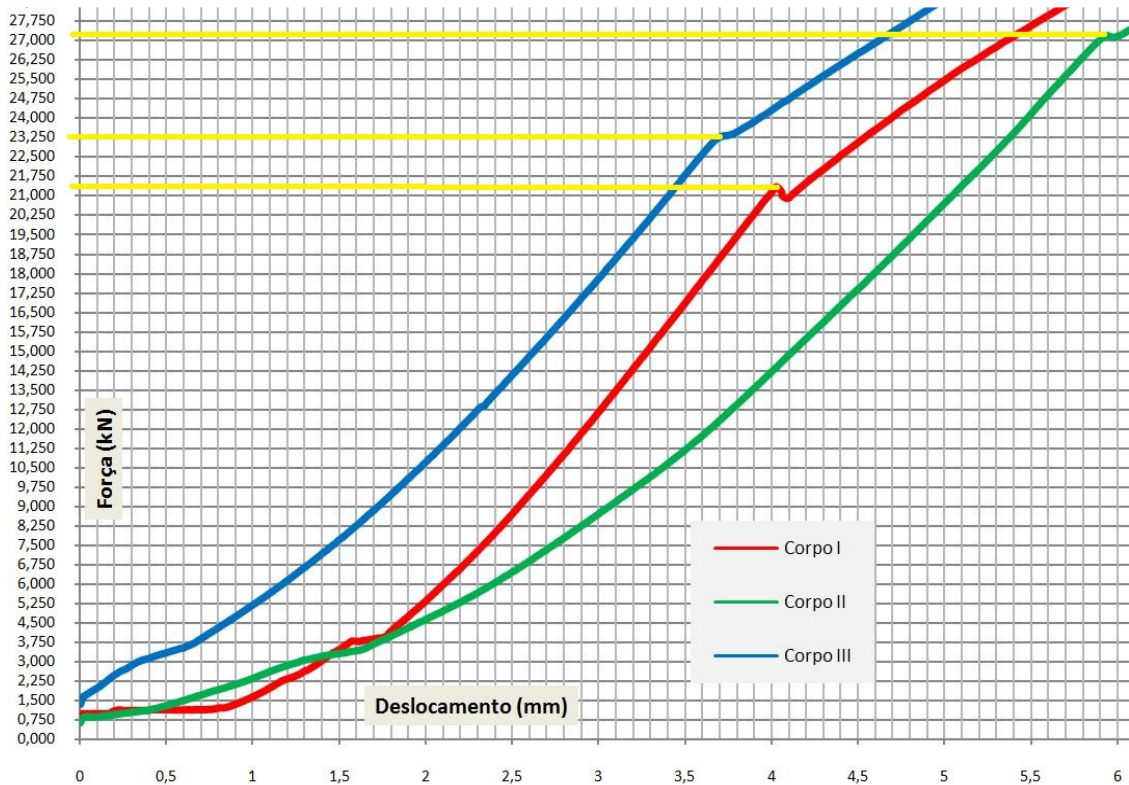
Fonte: Elaborado pelo autor.

Para o corpo de prova III, pode-se visualizar que a força suportada, foi maior em relação aos outros dois. Isso se deu pelo aumento da rigidez da fixação inferior, após a

ocorrência do contato entre o parafuso e a parede do furo do levante.

Um ponto importante observado na análise do gráfico da figura 34 é o deslizamento ocorrido nas faces de contato entre o levante da base, o calço e a longarina do chassi, demonstrando que o coeficiente de atrito entre esses componentes passou do regime estático para o regime cinético. A ampliação do gráfico visualizada na figura 35 mostra o momento que ocorreu mudança na inclinação das curvas demonstrando a mudança do tipo de atrito.

Figura 35 – Ampliação do gráfico força X deslocamento figura 34.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Outro ponto observado na análise do gráfico, figura 35 é o comportamento do corpo de prova I, que foi confeccionado com o grampo que apresentou problema na angulação da bucha de traspasse para o parafuso, resultando em apoio indevido entre o grampo e a longarina (figura 32). Conforme é visualizado em sua curva, o coeficiente de atrito sofreu alteração em seu regime, com carregamento inferior aos demais corpos de prova, podendo ser atribuído às condições de contato entre os componentes, devido ao problema com a angulação da bucha.

A tabela 10 traz os valores aproximados do deslocamento vertical do levante da base, em relação à força de tração, e a variação da força de tração, indicando para cada corpo de prova, o ponto que ocorreu queda repentina na variação da força, representando a mudança de

regime do coeficiente de atrito entre o calço e o levante.

Tabela 10 – Deslocamento em relação à força de tração e variação da força.

Corpo de prova I				
	Deslocamento (mm)	Força (kN)	Varição de força (N)	
	3,96	20,86		
	3,99	21,02	165	
	4,01	21,18	158	
Mudança coeficiente de atrito estático/cinético	4,03	21,34	159	Desaceleração da variação da força
	4,06	21,16	-185	
	4,06	20,99	-165	
	4,09	20,90	-92	
	4,12	21,06	158	
Corpo de prova II				
	Deslocamento (mm)	Força (kN)	Varição de força (N)	
	5,83	26,59		
	5,86	26,79	204	
	5,89	27,00	204	
Mudança coeficiente de atrito estático/cinético	5,93	27,19	198	Desaceleração da variação da força
	5,97	27,12	-72	
	6,02	27,21	85	
	6,06	27,37	165	
	6,10	27,51	138	
Corpo de prova III				
	Deslocamento (mm)	Força (kN)	Varição de força (N)	
	3,61	22,73		
	3,64	22,91	178	
	3,66	23,08	172	
Mudança coeficiente de atrito estático/cinético	3,69	23,23	151	Desaceleração da variação da força
	3,72	23,31	79	
	3,75	23,33	20	
	3,78	23,40	66	
	3,81	23,50	105	

Fonte: Elaborado pelo autor.

A partir dos dados da tabela 10, foi obtido o valor médio para a força de tração vertical "Y" de 23,92 kN, suportada pela força de atrito entre as regiões de contato do sistema com um desvio padrão de 2,99 kN e coeficiente de variação de 0,12. Através desse dado, juntamente com a força de compressão total entre as regiões de contato do sistema (F_{ct}) de 73 kN, proporcionada pela pré-carga dos parafusos, foi possível estimar o coeficiente de atrito de 0,41, entre essas regiões, conforme demonstrado no equacionamento e na tabela 14 do apêndice D, e desta forma tentar prever o comportamento do sistema desenvolvido para o segundo ensaio.

3.7 DESENVOLVIMENTO DA SEGUNDA PROPOSTA

Após a avaliação dos resultados e do comportamento dos componentes do sistema, durante a montagem e análise experimental, optou-se por reduzir a massa do grampo, juntamente com as propriedades mecânicas de seu material. A angulação do calço também sofreu alterações, buscando aumentar a força de compressão sobre a região de contato entre ele e o levante da base e conseqüentemente aumentar a rigidez da fixação inferior.

3.7.1 Seleção dos parafusos e das porcas e determinação dos torques para fixação do sistema

Para a montagem dos corpos de prova do segundo conjunto de ensaios, foram utilizados os mesmos parâmetros dos elementos de fixação dimensionados na secção 3.6.1.

3.7.2 Dimensionamento do calço para o segundo conjunto de ensaios

A angulação desse componente foi redimensionada buscando aumentar a força de compressão sobre a região de contato entre o calço e o levante da base. Para isso foi utilizado o ângulo de 60° nas faces inclinadas do calço, de modo a direcionar 75% da força de pré-carga do parafuso, gerando a força de compressão teórica (F_{clv}) de 64,5 kN entre o calço o levante da base. O apêndice A demonstra o equacionamento para a determinação desses esforços.

A tabela 13 do apêndice C apresenta os valores teóricos dos esforços para o segundo conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido.

Foi selecionado o aço SAE 1020 com espessura de 6,3 mm para a confecção do calço.

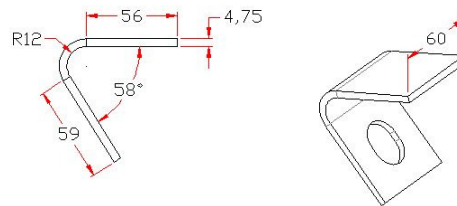
3.7.3 Dimensionamento do grampo para o segundo conjunto de ensaios

Para o desenvolvimento do grampo da segunda proposta foi utilizado o aço Optim 700 MC com espessura de 4,75 mm, que possui propriedades mecânicas conforme indicado na tabela 7.

Seguindo o mesmo conceito adotado na angulação do grampo inferior para o primeiro conjunto de ensaios, o novo grampo também possui angulação menor do que a das faces inclinadas do calço, para que quando montado sobre o sistema, deforme-se apenas em seu regime elástico.

Através do equacionamento descrito no apêndice E, levando em conta a tensão de escoamento do aço Optim 700 MC de 700 MPa, foi obtido o ângulo de 58°, conforme demonstrado na tabela 16 do apêndice F. A aplicação dessa angulação na fabricação do grampo é responsável por garantir que ele se comporte conforme descrito anteriormente. A figura 36 mostra o detalhamento dimensional para o segundo grampo.

Figura 36 – Detalhamento dimensional para o grampo do segundo conjunto de ensaios.



Fonte: Imagem do autor.

3.7.4 Alteração da rugosidade das superfícies de contato

Com a intenção de testar um possível aumento no coeficiente de atrito na face de contato entre o calço e o levante da base, nos corpos de prova do segundo conjunto de ensaios com o sistema desenvolvido, foram realizadas alterações na superfície de contato em dois dos três corpos de prova.

Para o primeiro corpo, as regiões de contato foram apenas limpas para eliminar qualquer tipo de substância que pudesse influenciar no coeficiente e automaticamente na força de atrito.

No segundo corpo de prova, as superfícies de contato do calço e do levante foram lixadas utilizando uma lixa com granulação P36, procurando deixar riscos no sentido perpendicular à direção do esforço aplicado ao sistema, aumentando a rugosidade dessas

regiões resultando no aumento do coeficiente de atrito.

Para o terceiro corpo de prova, após limpo conforme efetuado no primeiro, foi depositada uma fina camada de vedante anaeróbica sobre as faces de contato entre o calço e o levante, buscando aumentar o coeficiente de atrito.

3.7.5 Confeção dos grampos e dos calços para o segundo conjunto de ensaios

Para o segundo conjunto de ensaios sobre o sistema desenvolvido, foram confeccionados três grampos com o aço Optim 700 MC com espessura de 4,75 mm e angulação de 58° , utilizando os mesmos processos de fabricação dos grampos com espessura de 8 mm citados na secção 3.6.5.

A bucha de traspasse para o parafuso, foi soldada com um ângulo de 60° em relação à aba de traspasse. Para o processo de soldagem foi adotado o mesmo cuidado em relação à posição do cordão de solda, conforme descrito na secção 3.6.5.

3.7.6 Montagem dos corpos de prova para avaliação experimental sobre a segunda proposta de fixação

Após o redimensionamento e confeção dos componentes da fixação inferior, foi realizada a montagem de um segundo conjunto de corpos de prova. Para isso, foi realizada a adequação do mecanismo utilizado no primeiro ensaio (figura 32), onde foi refurado o levante da base para receber o grampo e o calço da fixação inferior.

A furação sobre o levante, foi feita de modo que a possível ocorrência de deslizamento, devido à aplicação da carga de tração, não proporcionasse o contato do parafuso com a parede do furo de traspasse, tornando possível determinar o coeficiente de atrito das regiões de contato. Desta forma foi aplicado um furo muito alongado, conforme especificado pela tabela 2.

Para a montagem dos corpos de prova, na fixação superior do levante da base sobre a longarina, foi aplicado o torque de 36 Nm em cada parafuso, que resultou em força de tração (F_{tps}) teórica de 15 kN e força teórica de compressão entre o levante e a longarina (F_{cll}) de 30 kN. Para a fixação inferior foi aplicado o torque de 240 Nm, gerando a força de tração no parafuso (F_{tp}) de 86 kN, resultando na força de compressão (F_{clv}) teórica de 64,5 kN entre o calço e o levante. Através das forças de compressão nas regiões de contato obtém-se a força de compressão total (F_{ct}) de 94,5 kN, que é apresentada na tabela 13 do apêndice C, cujo

equacionamento é demonstrado no apêndice A. As figuras 22 e 23 ilustram a aplicação das forças nas regiões de contato.

Após a montagem dos corpos de prova, e a aplicação dos torques determinados para o projeto, foi observado que o grampo inferior dos três corpos de prova, sofreram um pequeno abaulamento, na aba que possui a bucha para traspasse do parafuso. Isso se deu devido à elevada força de compressão proporcionada pela pré-carga no parafuso. Como o material Optim 700 MC, utilizado para a confecção do grampo possui elevadas propriedades mecânicas, essa deformação foi apenas em seu regime elástico. Isso mostrou que as propriedades mecânicas desse material são as mínimas necessárias para o resultado esperado sobre esse componente.

Em seguida o conjunto de corpos de prova foi ensaiado também no laboratório de ensaios mecânicos, através de uma máquina de tração com capacidade para 200 kN.

3.7.7 Ensaio de tração para segunda avaliação do sistema desenvolvido

Os levantes da base foram tracionados, aplicando carga vertical, no sentido de separá-los das longarinas, onde foram fixados através do sistema de grampos.

Os três corpos de prova foram tracionados, até obterem um deslocamento vertical de aproximadamente 15 mm, observado através do gráfico produzido pelo sistema de captura de informações, conectado à máquina de tração. Após foi realizada uma parada para avaliação visual do comportamento dos componentes, sendo constatado que não ocorreu contato do parafuso com a parede do furo de traspasse no levante da base.

Isso demonstrando que o deslocamento relativo entre o calço e o levante, foi pequeno para os três corpos de prova, sendo uma grande porção dos 15 mm, o assentamento e a deformação elástica dos componentes do sistema, sendo visível a deformação da aba superior da longarina, já que o levante da base também está preso nessa aba através de dois grampos, conforme observado na figura 32.

A tabela 11 demonstra os valores dos esforços sofridos sobre os corpos de prova, quando atingiram o deslocamento de aproximadamente 15 mm.

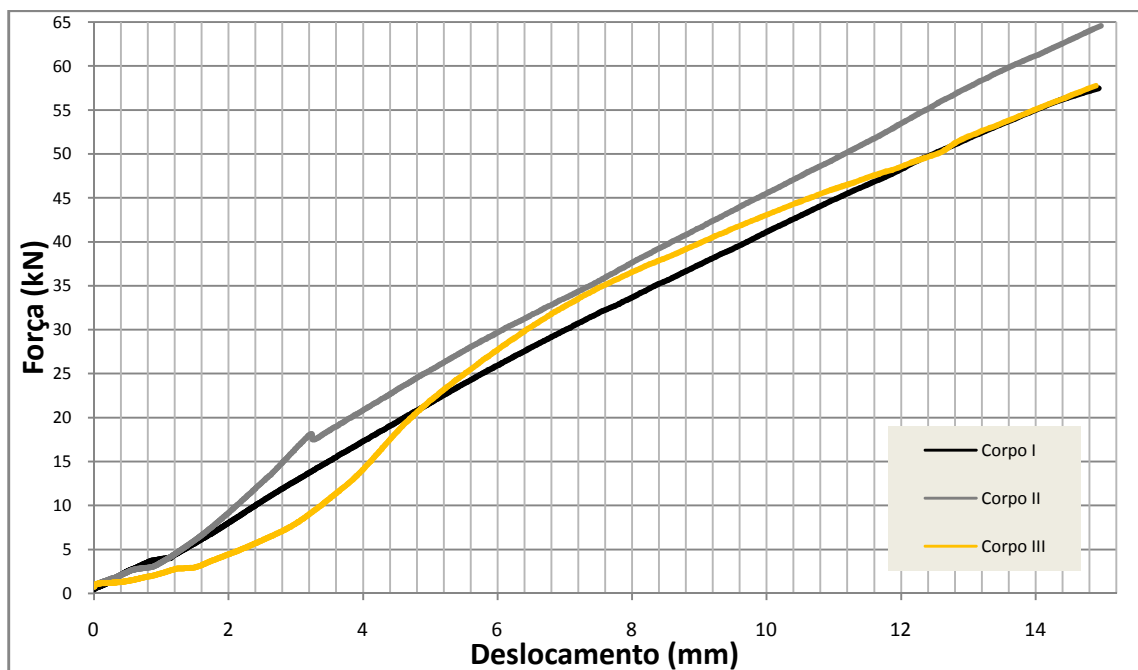
Tabela 11 – Máximos esforços suportados pelo sistema para o deslocamento de 15 mm.

	Corpo de prova I	Corpo de prova II	Corpo de prova III
Força (kN)	57,70	65,01	58,07

Fonte: Elaborado pelo autor.

O gráfico, força X deslocamento, figura 37, demonstra o comportamento dos corpos de prova quando submetidos à tração.

Figura 37 – Gráfico força X deslocamento segundo conjunto de ensaios de tração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Analisando as curvas do gráfico da figura 37, através de uma visão macro do ensaio, é possível observar que:

Para o corpo de prova I, que teve as superfícies de contato entre o calço e o levante da base apenas limpa, a relação entre a força de tração e o deslocamento relativo entre o levante e a longarina, foi linear, não ocorrendo mudança repentina no comportamento da força de atrito, assemelhando-se a um sistema rígido, tendo um comportamento diferente do que ocorreu nos corpos de prova do primeiro ensaio.

Para o corpo de prova II, que teve as superfícies de contato entre o calço e o levante da base lixadas, conforme citado na seção 3.7.4, quando a força de tração alcançou aproximadamente 18 kN, ocorreu o deslizamento repentino entre as regiões de contato, demonstrando a passagem do coeficiente de atrito estático para o cinético.

Analisando a curva do gráfico, após o deslizamento sob a força de 18 kN, pode-se observar que o comportamento do deslocamento entre o calço e o levante foi linear, assemelhando-se ao comportamento do primeiro corpo de prova.

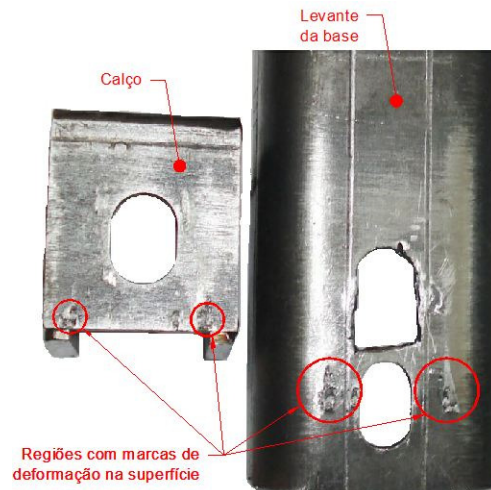
Para o corpo de prova III, que recebeu a fina camada de vedante anaeróbico, sobre as faces de contato entre o calço e o levante, ocorreu um maior deslocamento em relação à força

de tração no início da aplicação da carga, mostrando que esse produto reduziu o coeficiente de atrito entre as superfícies.

Conforme visualizado no gráfico da figura 37, não ficou claro o ponto de início do deslizamento, não sendo possível determinado o coeficiente de atrito resultante da aplicação do vedante.

Após a finalização dos ensaios, os corpos de prova foram desmontados para avaliação dos componentes, sendo observado nas faces de contato entre o calço e o levante da base dos corpos de prova I e II, regiões de deformação plástica, conforme visualizado na figura 38, onde ocorreu o encravamento entre esses componentes.

Figura 38 – Levante da base e calço de apoio.



Fonte: Imagem do autor.

Essas marcas demonstraram que as faces de contato estavam submetidas à elevada força de compressão. Isso se deu pelo direcionamento de grande parte da força de pré-carga do parafuso sobre essa região, proporcionando pela angulação das faces inclinadas do calço.

A deformação ocorrida na superfície de contato entre o levante e o calço, do corpo de prova I, resultou na rigidez elevada da fixação inferior. Isso resultou em um comportamento linear sobre a relação força de tração X deslocamento, não apresentando o deslizamento por mudança do regime do coeficiente de atrito.

Para o corpo de prova II, o comportamento linear de deslocamento, que representa elevada rigidez da fixação inferior, ocorreu após o deslizamento, representado pelo pico da curva (aproximadamente 18 kN), visualizado no gráfico conforme apresentado na figura 37.

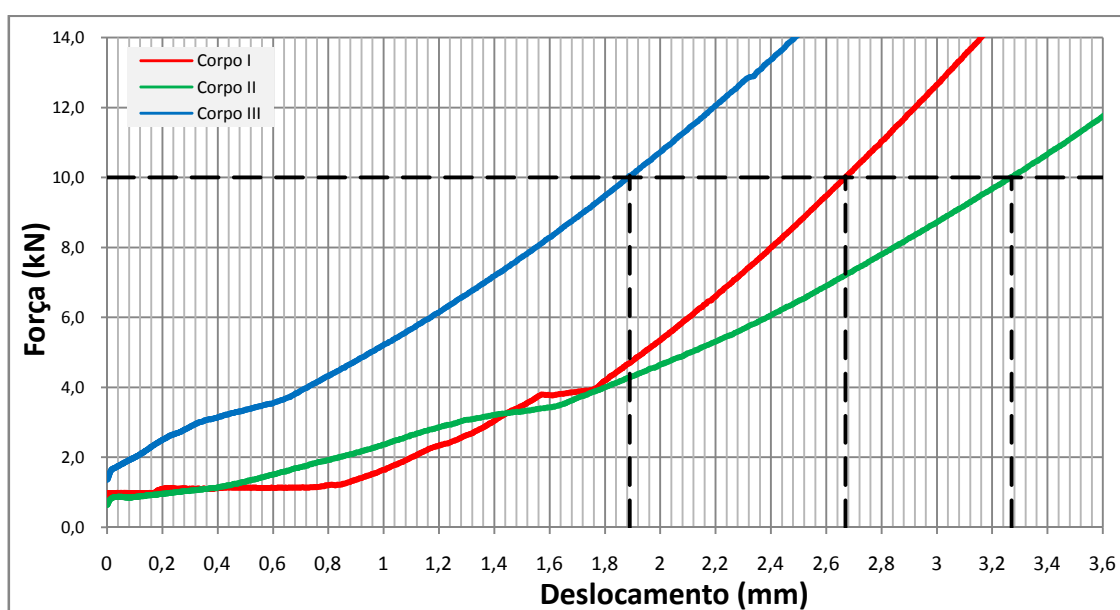
Através da força de tração vertical que ocasionou o deslizamento das regiões de contato, juntamente com a força de compressão total (F_{ct}) de 94,5 kN, entre essas regiões, foi

obtido o valor aproximado de 0,24 para o coeficiente de atrito. Se compararmos esse coeficiente com o obtido no primeiro conjunto de ensaios, pode-se dizer que o lixamento das faces de contato entre o calço e o levante, reduziu sua rugosidade. O apêndice D, traz o equacionamento e a tabela 15 que demonstra a obtenção desse valor.

4 AVALIAÇÃO DOS RESULTADOS OBTIDOS NOS ENSAIOS

Avaliando os deslocamentos obtidos nos ensaios, em relação ao parâmetro de entrada de 10 kN, citado na secção 3.5.1.2 pode-se observar no gráfico da figura 39, que para o primeiro conjunto de ensaios sobre o sistema desenvolvido, o deslocamento médio entre o levante e a longarina, foi de 2,61 mm com um desvio padrão de 0,69 mm e um coeficiente de variação de 0,27, demonstrando pequena dispersão entre os valores encontrados.

Figura 39 – Gráfico força X deslocamento primeiro conjunto de ensaios de tração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

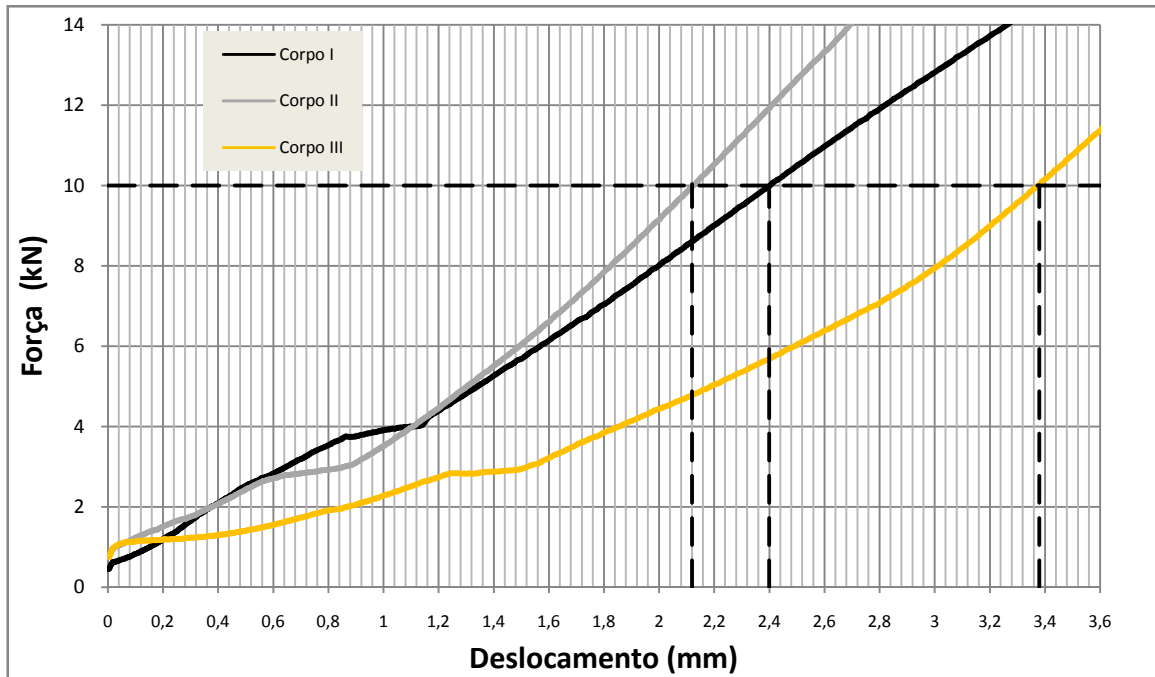
Através das avaliações realizadas sobre o comportamento do sistema, não pode-se determinar, qual porção desse deslocamento, ocorreu pelo movimento relativo entre o calço e o levante. Porém é possível afirmar que boa parte, é proveniente do assentamento e das deformações elásticas dos componentes, já que esse valor de deslocamento representa apenas 0,44% do comprimento total do corpo de prova, que possui aproximadamente 600 mm de comprimento.

Analisando os resultados, do segundo conjunto de ensaio sobre o sistema desenvolvido e relação à carga de tração de 10 kN, especificada como parâmetro de entrada para o dimensionamento do sistema, observa-se no gráfico da figura 40, que para esse valor de carga, o deslocamento registrado foi pequeno, assemelhado-se ao ocorrido no primeiro conjunto de ensaios.

A análise do gráfico mostra que o módulo II apresentou melhor desempenho,

sofrendo um deslocamento de aproximadamente 2,1 mm. Para o corpo de prova I, o deslocamento registrado foi de aproximadamente 2,4 mm, entretanto deve-se considerar que esse módulo, foi submetido a uma etapa de processo a menos em relação aos demais, podendo ser considerada a melhor escolha para a aplicação.

Figura 40 – Gráfico força X deslocamento segundo conjunto de ensaios de tração.



Fonte: Elaborado pelo autor.

Baseando-se na avaliação visual do comportamento do sistema durante o ensaio de tração, onde foi constatado que apesar do deslocamento aproximado de 15 mm, sob cargas aplicadas entre 57 e 66 kN sobre os corpos de prova, não foi constatada a ocorrência do contato entre o parafuso e a parede do furo de traspasse do levante. Sendo importante salientar que na montagem dos corpos de prova, foi observado um espaço livre nessa região, entre 6 e 8 mm. Desta forma, pode-se afirmar que para os módulos I e II, praticamente todo o deslocamento registrado no gráfico, até a carga de tração de 10 kN é proveniente do assentamento e das deformações elásticas dos componentes dos corpos de prova, podendo ser de responsabilidade do deslizamento entre as regiões de contato, uma pequena porção dos valores observados no gráfico da figura 40.

Pode-se também, relacionar os deslocamentos registrados para os corpos de prova I e II, a um percentual sobre seu comprimento total de 600 mm, que representaram um deslocamento de 0,35% para o módulo I e 0,4% para o módulo II.

CONCLUSÃO

Conforme observado no processo de confecção dos corpos de prova e nos resultados obtidos com os ensaios de tração, foi possível perceber que a qualidade na manufatura e o perfeito assentamento na montagem dos componentes, são fatores influentes no comportamento do sistema.

Comparando os deslocamentos obtidos nos dois conjuntos de ensaios, e relacionando com o parâmetro de entrada de 10 kN de força de tração vertical, observou-se valores bastante aproximados de deslocamento. Desta forma pode-se afirmar que as dimensões e o material utilizado para a confecção dos grampos do segundo conjunto de corpos de prova comportaram-se de forma satisfatória para a fixação do sistema, não sendo necessária a elevada robustez com que foram confeccionados os grampos do primeiro conjunto de corpos de prova.

Entretanto, de acordo com o comportamento observado pelos grampos da segunda proposta, que sofreram um pequeno abaulamento, em sua aba inclinada, na direção das faces inclinadas do calço, pode-se dizer que o aço Optim 700 MC, é o material ideal para a confecção desse componente, garantindo que ele não deforme plasticamente, quando submetido à pré-carga do parafuso, podendo prejudicar a fixação do sistema.

Outro fator que demonstrou fundamental importância sobre o comportamento do sistema, quando submetido ao carregamento dos ensaios de tração, foi a angulação do calço. Conforme comparação realizada entre os gráficos das figuras 38 e 39, pôde-se observar que, os corpos de prova montados a partir dos calços com inclinação de 60° , suportaram um maior carregamento, sem a ocorrência de contato entre o parafuso e a parede do furo de traspasse do levante. O gráfico da figura 40 demonstra também maior linearidade no comportamento dos corpos de prova, demonstrando maior rigidez na fixação inferior do sistema.

Por fim, conclui-se que os sistemas desenvolvidos para os dois ensaios, atendem ao parâmetro de entrada de 10 kN de força de tração, no sentido vertical, apresentando deslocamentos praticamente nulos. Desta forma foi selecionado para aplicação, os componentes do primeiro corpo de prova utilizado no segundo conjunto de ensaios. Essa escolha baseou-se no bom comportamento desses componentes durante a montagem e a realização dos ensaios.

Entretanto cabe salientar que para a validação completa do sistema desenvolvido, para a aplicação no mercado, deve-se avaliar o sistema em condições normais de rodagem. Desta forma sugere-se a realização da montagem de ao menos um veículo com o sistema

desenvolvido, acompanhando seu comportamento sob condições de rodagem, com possível acompanhamento das fornecedoras de chassi para aprovação final.

BIBLIOGRAFIA

ABNT NBR 8800, **Projetos de estrutura de aço e de estrutura mista de aço e concreto de edifícios**. 2 ed. 2008.

ADAM, Michael. **Self-Locking Nuts and Bolts**. Recreational Flyer. RAA, Ottawa. Mai./Jun. 2010. Disponível em: <http://www.raa.ca/magazine_pdf/tech%20articles/Self%20Locking%20Nuts%20and%20Bolts.pdf>. Acesso em: 16 set. 2012.

AGGARWAL, M. L.; AGRAWAL, V. P.; KHAN, V. P. A stress approach model for predictions of fatigue life by shot peening of EN45A spring steel. **INTERNATIONAL JOURNAL OF FATIGUE**, India, n. 28, mar. 2006. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142112306000107>>. Acessado em: 08 out 2012.

BASTOS, J. L. D. ; DUQUIA, R. P. Medidas de dispersão: os valores estão próximos entre si ou variam muito?. **SCIENTIA MEDICA**, Porto Alegre, v. 17, n. 1, jan./mar. 2007. p. 40-44. Disponível em: <<http://revistaseletronicas.pucrs.br/ojs/index.php/scientiamedica/article/viewDownloadInterstitial/1650/7895>>. Acessado em: 25 mai 2013.

BOLT SCIENCE. **The use of two nuts to prevent self loosening**. 2012. Disponível em: <<http://www.boltscience.com/pages/twonuts.htm> >. Acesso em: 16 set. 2012.

CHIAVERINI, V. **Aços e Ferros Fundidos**. 5. ed. São Paulo: ABM, 1982. 576 p.

CHOI, S. H.; CHIN, K. G. Prediction of spring-back behavior in high strength low carbon steel sheets. **JOURNAL OF MATERIALS PROCESSING TECHNOLOGY**, Korea, n. 171, 2006. p. 385-392. Disponível em: < <http://www.periodicos.capes.gov.br>>. Acessado em: 03 nov 2012.

CROCCOLO, D.; AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque–preloading relationship. **ENGINEERING FAILURE ANALYSIS**, Itália, n. 18, set. 2010. Disponível em: < <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630710001676>>. Acessado em: 06 mai 2013.

GONZALES, M. A. C. **Análise numérico-experimental das tensões induzidas por jateamento com granalha em molas automotivas**. 2009. 215 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

GRIZA, Sandro. **O efeito do torque na vida em fadiga de uniões parafusadas**. 2000. 107 f. Dissertação (Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2000.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. 5. ed. São Paulo: Prentice Hall, 2004. 670 p.

LEE, Y. L.; HO, H. C. Design and Analysis of Metric Bolt Joints: VDI Guideline and Finite Element Analysis. In: LEE, Y. L.; BARKEY, M. E.; KANG, H. T. **Metal Fatigue Analysis handbook**. Waltham: Elsevier Science, 2012. p. 461-513.

LIMA, R. J.; ABRÃO, A. M.; PERTENCE, A. E. M. Desenvolvimento de um sistema de torqueamento mecanizado contínuo de uniões aparafusadas. In: **CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA DE FABRICAÇÃO**, 6., 2011, Caxias do Sul. Anais... Caxias do Sul, 2011. Disponível em: <<http://alvarestech.com/temp/cobef2011/grima.ufsc.br/cobef2011/media/trabalhos/COF11-0048.pdf>>. Acessado em: 08 set 2012.

LOURENÇO, Paulo Henrique. **O método dos elementos finitos aplicado ao estudo de juntas rigidamente fixadas por parafusos**. 2004. 134 f. Dissertação (mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2004.

MARCOPOLO S.A. MAINIERI, Edson Dalle Molle. **Disposição construtiva aplicada em sistema de fixação da carroceria ao chassi**. Processo MU8901019-1 U2. Depositado em 18 mai., 2009publicado em 19 jul. 2011.

MARTINS, J. G. **Estruturas Metálicas**. 2. ed. Porto: ESDEP Universidade Fernando Pessoa, 2011. 217 p. Disponível em : < <http://www2.ufp.pt/~jguerra/PDF/Construcao%20Metalica%20e%20Mista/EC3%20-%20Ligacoes.pdf>>. Acesso em 5 mai. 2013.

MENDES, Priscilla. **Dilma defende novo regime que acelera licitações para o PAC**. 2012. Disponível em: <<http://g1.globo.com/politica/noticia/2012/07/dilma-defende-novo-regime-que-acelera-licitacoes-para-o-pac.html>>. Acesso em: 15 ago. 2012.

MUNIZ, José Maria. **Fenômenos tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusadas**. 2007. 17 f. Artigo extraído da tese de Mestrado (Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

NASCIMENTO, Hermano. **Estudo da relação torque X força tensora e do coeficiente de atrito em parafusos revestidos isentos de cromo hexavalente**. 2003. 194 f. Dissertação (mestrado em Engenharia Automotiva) – Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2004.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 2. ed. Porto Alegre: Bookman, 2004. 931 p.

SPIRALOCK. **Tecnologia**. 2010. Disponível em: <<http://www.spiralock.com/pt-br/technology>>. Acesso em: 16 set. 2012.

PLENTZ, Rafael Schumacher. **Otimização do processo de resfriamento do aço SAE 9254 durante a laminação**. 2009. 61 f. Dissertação (Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

PRECOTE. **Travante e vedante químico microencapsulado**. 2011. Disponível em: <<http://www.nylok.com.br/pdfs/135-00-Precote-Rev9-01-12-2011.pdf>>. Acesso em: 20 set. 2012.

RAMOS. Marcio. **Travas anaeróbicas**. 2009. Disponível em: <http://www.aroplan.com.br/home/Manual_Travas_Anaerobicas.pdf>. Acesso em: 20 set. 2012.

RUUKKI. Flanging, Raex wear-resistant steels, ultra high-strength Optim QC steels. 2011. Disponível em: <<http://www.ruukki.com.br/~media/Files/Steel-products/Hot-rolled-steels-processing-instructions/Ruukki-Hot-rolled-steels-Processing-of-material-laning.ashx>>. Acesso em: 05 mai 2013.

SAHA, S.; SRIMANI, S.; HAJRA, S.; BHATTACHARYA, A.; DAS, S. On the Anti-Loosening Property of Different Fasteners. In: **NATIONAL CONFERENCE ON MECHANISMS AND MACHINES**, 13., 2007, Bagalori. Anais... Bagalori, 2007. p. 229-232. Disponível em: <<http://nacomm07.ammindia.org/Contents/papers/NaCoMM-2007-105.pdf>>. Acessado em: 16 set 2012.

SAMAN, F. An Engineering Insight to the Fundamental Behaviour of Tensile Bolted Joints. **STEEL CONSTRUCTION JOURNAL**, n. 35, mar. 2011. Disponível em: <http://www3.telus.net/public/uhissen/bolts_theory.pdf>. Acessado em: 06 mai 2013.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005. 960 p.

UDDANWADIKER, R. Stress Analysis of Crane Hook and Validation by Photo-Elasticity. **SCIENTIFIC RESEARCH**, Nagpur, n. 3, set. 2011. Disponível em: <<http://www.scirp.org/Journal/PaperInformation.aspx?paperID=7334>>. Acessado em: 06 out 2012.

APÊNDICE A

Determinação dos esforços sobre a fixação inferior.

Determinação do torque para obter a pré-carga desejada.

$$T = K \cdot F_{tps} \cdot d \quad (6)$$

$$T = K \cdot F_{tp} \cdot d \quad (6)$$

* K = Coeficiente de torque (conforme tabela 2).

Força de compressão sobre a face inclinada do calço.

$$F_{cc} = F_{tp} \sin \alpha$$

Força de compressão sobre as faces de contato entre o calço e o levante da base.

$$F_{clv} = F_{cc} \sin \alpha$$

Força de compressão sobre a face de contato entre o levante da base e a longarina, resultante da força de tração dos parafusos superiores .

$$F_{cll} = 2 \cdot F_{tps}$$

Força de compressão total sobre as regiões de contato entre o levante, a longarina e o calço.

$$F_{ct} = F_{cll} + F_{clv}$$

Força de tração vertical suportada pela força de atrito, resultante da compressão entre o levante e calço.

$$F_{ty} = F_{ct} \cdot \mu$$

APÊNDICE B

Tabela dos dimensionamentos dos esforços para o primeiro ensaio com o sistema de fixação desenvolvido.

Tabela 12 – Esforços proporcionados pelos grampos, primeiro ensaio.

Esforços proporcionados pela fixação superiores considerando dois parafusos	
<i>(d)</i> Bitola parafuso (mm)	12
Classe de resistência parafuso grampo	8.8
<i>(Ftps)</i> Força de tração parafusos superiores (kN) considerando fator de atrito 0,12 (valor abaixo do limite determinado na tabela 5)	15
<i>(K)</i> Coeficiente de torque (tabela 6)	0,2
<i>(T)</i> Torque aplicado (N.m) (equação 6)	36
<i>(Fcll)</i> Força de compressão sobre as faces de contato entre a longarina e o levante proporcionada pelos dois parafusos (kN)	30
Esforços proporcionados pela fixação inferior (grampo/calço)	
<i>(d)</i> Bitola parafuso (mm)	14
Classe de resistência parafuso grampo	10.9
<i>(Ftp)</i> Força de tração permissível no parafuso (kN), considerando fator de atrito 0,12 (tabela 5)	86
<i>(K)</i> Coeficiente de torque (tabela 6)	0,2
<i>(T)</i> Torque aplicado (N.m) (equação 6)	240,8
<i>(α)</i> Ângulo calço (°)	45
<i>(Fcc)</i> Força de compressão sobre face inclinada calço (kN)	60,8
<i>(Fcln)</i> Força de compressão sobre aba da longarina (kN)	43
<i>(Fclv)</i> Força de compressão sobre levante da base (kN)	43
<i>(Fct)</i> Força de compressão total sobre as regiões de contato entre o levante, o calço e a longarina (kN)	73

Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE C

Tabela dos dimensionamentos dos esforços para o segundo ensaio com o sistema de fixação desenvolvido.

Tabela 13 – Esforços proporcionados pelos grampos, segundo ensaio.

Esforços suportados pelos grampos superiores considerando dois parafusos	
<i>(d)</i> Bitola parafuso (mm)	12
Classe de resistência parafuso grampo	8,8
<i>(Ftps)</i> Força de tração parafusos superiores (kN) considerando fator de atrito 0,12 (valor abaixo do limite determinado na tabela 5)	15
<i>(K)</i> Coeficiente de torque (tabela 6)	0,2
<i>(T)</i> Torque aplicado (N.m) (equação 6)	36
<i>(Fcll)</i> Força de compressão sobre as faces de contato entre a longarina e o levante proporcionada pelos dois parafusos (kN)	30
Esforços suportados pela fixação inferior (grampo/calço)	
<i>(d)</i> Bitola parafuso (mm)	14
Classe de resistência parafuso grampo	10,9
<i>(Ftp)</i> Força de tração permissível no parafuso (N), considerando fator de atrito 0,12 (tabela 3)	86
<i>(K)</i> Coeficiente de torque (tabela 2)	0,2
<i>(T)</i> Torque aplicado (N.m) (equação 1)	240,8
<i>(α)</i> Ângulo calço (°)	60
<i>(Fcc)</i> Força de compressão sobre face inclinada calço (kN)	74,48
<i>(Fcln)</i> Força de compressão sobre aba da longarina (kN)	37,23
<i>(Fclv)</i> Força de compressão sobre levante da base (kN)	64,5
<i>(Fct)</i> Força de compressão total sobre as regiões de contato entre o levante o calço e a longarina (kN)	94,5

Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE D

Determinação do coeficiente de atrito.

Determinação do coeficiente de atrito.

$$\mu = \frac{F_{fRd}\gamma_e}{1,13C_h F_{ct} n_s} \quad (2)$$

* $F_{fRd} = F_{ty}$

* C_h = fator de furo (tabela 2);

* γ_e = coeficiente de ponderação da resistência (1,20 para combinações normais, especiais ou de construção e 1,00 para combinações excepcionais).

Tabela 14 – Determinação do coeficiente de atrito para o primeiro ensaio.

Determinação do coeficiente de atrito do sistema	
<i>(F_{ty} = F_{frd})</i> Força de tração média suportada pelo sistema (kN)	23,92
<i>(C_h)</i> Fator de furo (furo alongado tabela 2)	0,7
<i>(n_s)</i> Números de planos de contato	1
<i>(γ_e)</i> Coeficiente de ponderação da resistência (considerando uma combinação excepcional)	1
<i>(F_{ct})</i> força de pré-carga total sobre o sistema (kN) (fixação superior e inferior)	73
<i>(μ)</i> Coeficiente de atrito do sistema (equação 2)	0,41

Fonte: Elaborada pelo autor.

Tabela 15 – Determinação do coeficiente de atrito para o segundo ensaio.

Determinação do coeficiente de atrito do sistema	
<i>(F_{ty} = F_{frd})</i> Força de tração média suportada pelo sistema (kN)	18,13
<i>(C_h)</i> Fator de furo (furo alongado tabela 2)	0,7
<i>(n_s)</i> Números de planos de contato	1
<i>(γ_e)</i> Coeficiente de ponderação da resistência (considerando uma combinação excepcional)	1
<i>(F_{ct})</i> força de pré-carga total sobre o sistema (kN) (fixação superior e inferior)	94,5
<i>(μ)</i> Coeficiente de atrito do sistema (equação 2)	0,24

Fonte: Elaborada pelo autor.

APÊNDICE E

Dimensionamento dos grampos para a fixação inferior.

Determinação do momento de inércia do grampo devido sua secção retangular.

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (11)$$

Determinação da distância entre a linha centroidal e a linha neutra.

$$e = r_c - \frac{(r_o - r_i)}{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)} \quad (8)$$

Determinação do comprimento do arco para o raio de curvatura do grampo.

$$l = \frac{(180 - \alpha)\pi r_i}{180} \quad (12)$$

Determinação da deflexão do grampo devido à força de pré-carga do parafuso.

$$\delta = \frac{180l}{(180 - \alpha)\pi} - r_i \quad (10)$$

Determinação da força necessária para abrir o grampo até a angulação do calço.

$$F_{ag} = \frac{\delta 2EI}{\pi \left(\frac{180l}{\pi(\alpha - 180)}\right)^3} \quad (13)$$

Determinação das tensões críticas sofridas pelas fibras mais externas e mais internas.

$$\sigma_{fi} = \frac{M_z c_i}{A e r_i} + \frac{F_{ag}}{A} \quad \sigma_o = -\frac{M_z c_o}{A e r_o} + \frac{F_{ag}}{A} \quad (9)$$

Determinação do coeficiente de segurança para condições estáticas durante a pré-carga.

$$N_y = \frac{S_y}{\sigma_{fi}}$$

* S_y = Tensão de escoamento (conforme tabela 7).

APÊNDICE F

Tabelas dos dimensionamentos dos grampos para a fixação inferior.

Tabela 16 – Dimensionamento para os grampos inferiores para o segundo ensaio.

Deflexão raio do grampo	
<i>(b)</i> Espessura do grampo (mm)	4,75
<i>(h)</i> Largura do grampo (mm)	60
<i>(ri)</i> Raio de curvatura do grampo (mm)	12
<i>(ag)</i> Ângulo de abertura grampo (°)	58
<i>(α)</i> Ângulo de inclinação do calço (°)	60
<i>(l)</i> Comprimento curva raio (mm) (equação 12)	25,55
<i>(I)</i> Inércia da secção do grampo (mm ⁴) (equação 11)	535,86
<i>(E)</i> Módulo de elasticidade do material do grampo (GPa)	207
Raio final do grampo (mm) (deflexão igualando ângulo calço)	12,20
<i>(δ)</i> Deflexão do raio do grampo (mm) até igualar ângulo do calço (equação 10)	0,20
<i>(Fag)</i> Força necessária para abrir o grampo conforme ângulo calço (kN) (equação 13)	81,73

Tensão máxima sofrida pela fibra mais externa do raio de curvatura do grampo	
<i>(ap)</i> Distância entre aplicação da força e quadrante do raio (mm)	15
<i>(e)</i> Distância entre linha centroidal e linha neutra (mm) (equação 8)	0,13
<i>(ci)</i> Distância a partir do eixo neutro até a fibra mais interna (mm)	2,24
<i>(co)</i> Distância a partir do eixo neutro até a fibra mais externa (mm)	2,51
<i>(σfi)</i> Tensão crítica fibra mais externa (MPa) (equação 9)	638,96
<i>(σo)</i> Tensão crítica fibra mais interna (MPa) (equação 9)	-459,91
<i>(Sy)</i> Tensão de escoamento do material (MPa) (tabela 7)	700,00
<i>(Ny)</i> Coeficiente de segurança	1,10

Fonte: Elaborada pelo autor.