

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE MINAS
GERAIS - *CAMPUS* BETIM
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Danilo Pinheiro dos Santos

**ANÁLISE DAS DIMENSÕES DE UM DISPOSITIVO PARA MONTAGEM DE
CARROCERIA DE AUTOMÓVEIS**

Betim
2025

DANILO PINHEIRO DOS SANTOS

**ANÁLISE DAS DIMENSÕES DE UM DISPOSITIVO PARA MONTAGEM DE
CARROCERIA DE AUTOMÓVEIS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais *Campus* Betim, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Evanilton José Alves
Barbosa

Betim

2025

FICHA CATALOGRÁFICA

S237a Santos, Danilo Pinheiro dos

Análise das dimensões de um dispositivo para montagem de carroceria de automóveis / Danilo Pinheiro dos Santos. – 2025.

55 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais, Câmpus Betim, 2025.

Orientação: Prof. Me. Evanilton José Alves Barbosa

1. Análise estrutural. 2. Montagem automotiva. 3. Indústria automotiva. 4. Linhas de produção. 5. Engenharia Mecânica. I. Santos, Danilo Pinheiro dos. II. Título.


CDU: 620.01

Danilo Pinheiro dos Santos


ANÁLISE DAS DIMENSÕES DE UM DISPOSITIVO PARA MONTAGEM DE CARROCERIA DE AUTOMÓVEIS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à banca examinadora do curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Minas Gerais *Campus* Betim, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.


Aprovado em: 11 / 08 / 2025 pela banca examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **EVANILTON JOSE ALVES BARBOSA**
Data: 18/08/2025 15:40:36-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Me. Evanilton José Alves Barbosa (Orientador) – IFMG

Documento assinado digitalmente
 **FLAVIO MAGNO DE CARVALHO FONSECA**
Data: 20/08/2025 20:16:25-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Flávio Magno de Carvalho Fonseca – IFMG

Documento assinado digitalmente
 **RONALD LEITE BARBOSA**
Data: 21/08/2025 08:23:01-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Ronald Leite Barbosa – IFMG

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus, pela oportunidade e por me conduzir com sabedoria até esta etapa da minha carreira.

Agradeço à minha família, especialmente aos meus pais, por todo o incentivo e apoio necessários a mim durante esta jornada na faculdade.

Ao meu professor orientador, pela solicitude em esclarecer minhas dúvidas e me auxiliar na elaboração desta monografia.

À empresa onde atuo, pelo fornecimento de todo o material técnico e de projeto necessário ao desenvolvimento deste trabalho, bem como pela disponibilidade e apoio na execução da parte técnica do meu trabalho final.

A todos os profissionais da área, de diversas empresas, que contribuíram com informações relevantes no questionário do trabalho.

“Os tolos dizem que aprendem com os
seus próprios erros; eu prefiro aprender
com os erros dos outros.”

Otto von Bismarck

RESUMO

Nas linhas de montagem presentes nas montadoras, os dispositivos mecânicos para montagem de carrocerias desempenham um papel fundamental na garantia da precisão e da alta produtividade em linhas de produção. Este trabalho analisou as principais dimensões dos componentes de um dispositivo para montagem de carroceria de automóveis, que utiliza padronizações conforme a norma NAAMS. O estudo do trabalho partiu de um dispositivo modelado em *software*, para ser feito em seguida uma análise estrutural pelo Método dos Elementos Finitos, avaliando as tensões e os deslocamentos. Em sequência, foi realizado um questionário eletrônico para os profissionais das áreas de projeto, fabricação, montagem e análise estrutural, com o objetivo de confirmar a pertinência do uso das dimensões padronizadas segundo a NAAMS, referentes à espessura dos componentes e aos elementos de fixação. Os resultados quantitativos demonstraram que o dispositivo se encontra superdimensionado, apresentando tensões equivalentes e deslocamentos bem inferiores aos limites críticos, garantindo alta robustez mesmo em condições de sobrecarga estabelecidas. Já os resultados qualitativos do questionário mostraram a preferência pelo uso do aço carbono e das dimensões padronizadas, destacando vantagens como resistência, soldabilidade, simplicidade de reparo, facilidade de construção e facilidade para os projetos dos dispositivos. Assim, pode-se concluir que as dimensões padronizadas estabelecidas pela NAAMS, apesar do superdimensionamento identificado na análise estrutural, são tecnicamente adequadas e justificam seu uso na indústria automotiva, por contribuírem para a eficiência produtiva e de projeto, e confiabilidade operacional dos dispositivos de montagem.

Palavras-chave: NAAMS; montagem automotiva; carroceria; análise estrutural; padronização.

ABSTRACT

In the assembly lines present in automotive manufacturing plants, mechanical devices for body assembly play a fundamental role in ensuring precision and high productivity in production lines. This study analyzed the main dimensions of the components of a device for automotive body assembly, which uses standardizations according to the NAAMS standard. The work began with a device modeled in software, followed by a structural analysis using the Finite Element Method, evaluating stresses and displacements. Subsequently, an electronic questionnaire was conducted with professionals in the areas of design, manufacturing, assembly, and structural analysis, with the aim of confirming the relevance of using standardized dimensions according to NAAMS, regarding the thickness of the components and the fastening elements. The quantitative results showed that the device is over-dimensioned, presenting equivalent stresses and displacements well below the critical limits, ensuring high robustness even under established overload conditions. The qualitative results of the questionnaire showed a preference for the use of carbon steel and standardized dimensions, highlighting advantages such as strength, weldability, ease of repair, ease of construction, and convenience for device design. Thus, it can be concluded that the standardized dimensions established by NAAMS, despite the over-dimensioning identified in the structural analysis, are technically adequate and justify their use in the automotive industry, as they contribute to productive and design efficiency, as well as operational reliability of the assembly devices.

Keywords: NAAMS; automotive assembly; automotive body; structural analysis; standardization.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Cargas e reações de apoio de uma viga.....	14
Figura 2 – Esforços mecânicos.	17
Figura 3 – Estado geral de tensão em um ponto.....	18
Figura 4 – Círculo de Mohr para o estado geral de tensão.	19
Figura 5 – Comparação dos critérios de von Mises e Tresca.....	21
Figura 6 – Passos para solução de problemas de análise estrutural.	22
Figura 7 – Modelo CAD discretizado por <i>software</i>	26
Figura 8 – Diferentes tipos de elementos para malhas.	27
Figura 9 – Elementos de fixação em CAD.....	28
Figura 10 – Fluxograma da metodologia.	30
Figura 11 – Dispositivo utilizado no estudo de caso.....	31
Figura 12 – Modelo 3D da longarina.	32
Figura 13 – Esquadro NAAMS com três furações, série 20 mm.	33
Figura 14 – Torre modelo NAAMS.	34
Figura 15 – Grupo simplificado em <i>software</i> CAD para análise.	35
Figura 16 – Conexões utilizadas no <i>software</i>	36
Figura 17 – Malhas dos grupos estudados.	39
Figura 18 – Análise de deslocamentos do grupo 01.	40
Figura 19 – Análise de tensões do grupo 01 (von Mises).	41
Figura 20 – Análise de deslocamentos do grupo 02.	42
Figura 21 – Análise de tensões do grupo 02 (von Mises).	43
Figura 22 – Análise de deslocamentos do grupo 03.	44
Figura 23 – Análise de tensões do grupo 03 (von Mises).	45
Figura 24 – Deslocamento utilizado nas torres NAAMS.....	46
Figura 25 – Faixa de regulação do espaçador NAAMS.	46

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

3D – Tridimensional

ASTM – *American Society for Testing and Materials*

CAD – *Computer-aided design*

DIN – *Deutsches Institut für Normung*

GPa – Gigapascal

MEF – Método dos Elementos Finitos

MPa – Megapascal

NAAMS – *North American Automotive Metric Standard*

SAE – *Society of Automotive Engineers*

USCAR – *United States Council for Automotive Research*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Justificativa.....	12
1.2	Objetivos	13
1.2.1	<i>Objetivo geral.....</i>	13
1.2.2	<i>Objetivos específicos.....</i>	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	14
2.1	Equilíbrio Estático	14
2.2	Esforços mecânicos.....	16
2.3	Estado geral de tensão	17
2.3.1	<i>Critérios de falha</i>	19
2.4	Análise Estrutural Estática	21
2.5	Método dos Elementos Finitos.....	24
2.6	Elementos de fixação para dispositivos de carroceria	28
3	METODOLOGIA	29
3.1	Descrição e princípio de funcionamento	30
3.2	Parametrização do dispositivo.....	35
3.3	Questionário	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	39
4.1	Análise estrutural do dispositivo	39
4.2	Questionário para análise comparativa.....	47
5	CONCLUSÃO	49
	REFERÊNCIAS.....	50
	APÊNDICE A – QUESTIONÁRIO PARA OS PROFISSIONAIS DO RAMO DE LINHA DE MONTAGEM PARA CARROCERIAS AUTOMOTIVAS .	53

1 INTRODUÇÃO

Na indústria automotiva de grande porte, para alcançar a alta produção de veículos que lhe é requisitada, combinada com a redução de custos gerais, são projetadas linhas de produção para que cada parte do automóvel seja fabricada e montada conforme suas especificações. O emprego da automação industrial influencia positivamente no lucro das montadoras devido a sua capacidade de produção em larga escala, por longos períodos e com maior precisão, comparada a operadores humanos. Segundo Groover (2011), a automação também consegue reduzir a quantidade de ciclos de produção e aumentar a qualidade e consistência dos bens de consumo produzidos. Contudo, o custo de projeto, implantação e equipamentos para automatizar um processo é significativamente alto, o que leva a uma linha de montagem específica seja altamente automatizada somente quando possuir uma demanda muito elevada e duradoura do produto a ser fabricado.

Um dos componentes estruturais principais de um automóvel é a carroceria, que possui uma ligação direta com o chassi, responsável pela sustentação de todo o automóvel, incluindo a carroceria, o motor, as rodas e outros componentes. A carroceria pode ser montada ao chassi com elementos de fixação ou pode ser unida permanentemente ao chassi através do processo de soldagem, modelo denominado monobloco. De acordo com Righetto (2005), a carroceria é definida como um corpo estrutural de um veículo, que além de possuir a maior responsabilidade pela aparência visual do produto final, é onde são montados todos os componentes mecânicos, como suspensão, freios, motor e câmbio, todos os acabamentos internos, como painel de instrumentos, bancos e tapeçaria, componentes e acabamentos externos, como faróis e vidros, e toda a parte elétrica. Segundo Barros (2006), a carroceria é formada por peças unitárias, fabricadas a partir de chapas metálicas estampadas, que são unidas em subconjuntos, por exemplo, longarinas e painéis internos de portas, que depois são unidos formando conjuntos, como assoalhos e portas, e finalmente a junção dos conjuntos forma a carroceria completa. E o principal método de junção utilizado é o processo de soldagem, mas, em casos específicos podem ser utilizados outros métodos como a colagem.

Para que todos os componentes da carroceria sejam unidos da maneira predefinida e em grande escala, é feito o projeto de uma linha de montagem, levando em consideração cada etapa de união requisitada pelo projeto do veículo. Segundo

Neto (2017), as linhas de montagem são o processo mais comum na produção de bens de consumo pelas indústrias, devido ao fato de possibilitarem a montagem de produtos a taxas elevadas, com a utilização de equipamentos semi ou totalmente automatizados, visando, no cenário ideal, à maximização da taxa de produção em relação ao custo final dos bens de consumo. Na indústria automotiva, as linhas de montagem são divididas em operações, sendo cada operação responsável por unir determinados itens da carroceria e as operações são interligadas por robôs, que transportam os componentes unidos entre elas. No projeto das operações, cada unidade conterá uma série de dispositivos, presos a uma mesa, responsáveis por fazer diversas tarefas, como apoiar, guiar, prender, juntar e auxiliar na deposição de peças. Essas tarefas são concebidas através da matemática e do método do produto, que definem as posições de apoio, fixação, pinos de referência, pontos de solda, e cordões de solda ou cola. Os dispositivos precisam também ser projetados juntamente com o setor de simulação, para que os robôs de solda consigam acessar os locais determinados para fazer a união permanente das peças. Em casos específicos, os dispositivos devem funcionar seguindo os padrões de ergonomia, caso necessite de um operador humano para depositar uma peça ou aplicar um cordão de cola ou adesivo para fazer o processo de união permanente.

Para conceber os dispositivos das operações, as empresas de projeto utilizam uma gama de itens comerciais e normalizados para simplificar e agilizar o projeto da linha de montagem, como grampos e atuadores pneumáticos. Especificamente na parte de estrutura dos dispositivos, algumas empresas utilizam os componentes padronizados da *North American Automotive Metric Standard (NAAMS)*, um instituto normativo que publica componentes diversos para as áreas de montagem e estamparia, que atualmente faz parte da empresa colaborativa de tecnologia automotiva *United States Council for Automotive Research (USCAR)* e possui também colaboração entre as empresas *Ford Motor Company*, *General Motors Company*, *Stellantis* e seus respectivos fornecedores.

Os componentes padronizados de montagem da NAAMS para produtos estampados correspondem a uma série de itens específicos e estruturas, como torres, pinos, esquadros e calços de regulagem. Esses componentes foram concebidos para facilitar o desenvolvimento dos projetos, reduzir o tempo necessário para a concepção dos dispositivos e também simplificar sua instalação. Tais componentes são geralmente considerados superdimensionados pelos projetistas, devido ao pequeno

esforço mecânico que normalmente é aplicado aos dispositivos, bem como ao peso dos produtos, considerado pouco significativo, em razão de serem fabricados a partir de chapas finas. Normalmente, uma análise estrutural é realizada somente nas estruturas base, com o objetivo de garantir que elas suportem adequadamente o peso do produto e dos outros grupos do dispositivo, em situações que envolvem uma grande quantidade de dispositivos ou quando há instalação em alguma parte móvel, como em robôs ou mesas giratórias. Nessas análises, considera-se apenas o peso e o centro de massa dos demais grupos do dispositivo e do produto. A análise estrutural, nesse contexto, é realizada por meio de *software* através do Método dos Elementos Finitos (MEF).

1.1 Justificativa

A NAAMS exerce uma ampla influência sobre diversos projetos de linhas de montagem industriais, devido à utilização de seus componentes padronizados por diversas empresas automotivas, por exemplo, a *General Motors Company*, Stellantis e outras montadoras participantes da USCAR. Essas empresas requisitam que os fornecedores utilizem, em seus projetos, as dimensões conforme os padronizados da NAAMS nos componentes dos dispositivos, devido ao conhecimento empírico de que tais componentes apresentam um desempenho satisfatório. Esses componentes, por serem bem consolidados na indústria automotiva, acabam também influenciando as empresas fornecedoras de produtos padronizados, como grampos e atuadores pneumáticos, a projetarem seus itens comerciais para atenderem às dimensões e ao padrão de montagem, incluindo os elementos de fixação, definidos pela NAAMS.

Devido, primeiramente, à complexidade e às diversas possibilidades de configuração de um dispositivo, e ao fato de que a NAAMS não fornece dados de resistência ou limites de carga para seus componentes padronizados, com exceção de alguns componentes estruturais, como torres e outras estruturas destinadas à instalação dos demais elementos necessários ao funcionamento de cada grupo de dispositivo, a responsabilidade por uma possível falha recai sobre a equipe de projeto. Por esse motivo, e com base no conhecimento empírico, as empresas de projeto requisitam uma análise estrutural apenas em casos específicos, nos quais se suspeite intuitivamente de uma possível falha mecânica.

Faz-se interessante estudar um caso de dispositivo que utilize os componentes, as dimensões e o padrão de fixação dos padronizados da NAAMS, que suportam um carregamento típico de uma linha de montagem, verificando o seu comportamento por meio de uma análise estrutural. Posteriormente, obter informações qualitativas junto a setores relacionados às linhas de montagens e comparar esses dados com o resultado da análise estrutural, para determinar se essas dimensões podem ser consideradas adequadas para os dispositivos.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo geral

Avaliar o comportamento estrutural de um dispositivo mecânico para montagem de componentes estampados de carroceria, projetado com itens e dimensões padronizados segundo a NAAMS. Posteriormente, complementar a avaliação técnica com a percepção de profissionais do setor, a fim de verificar a adequação desses parâmetros dimensionais ao projeto do dispositivo.

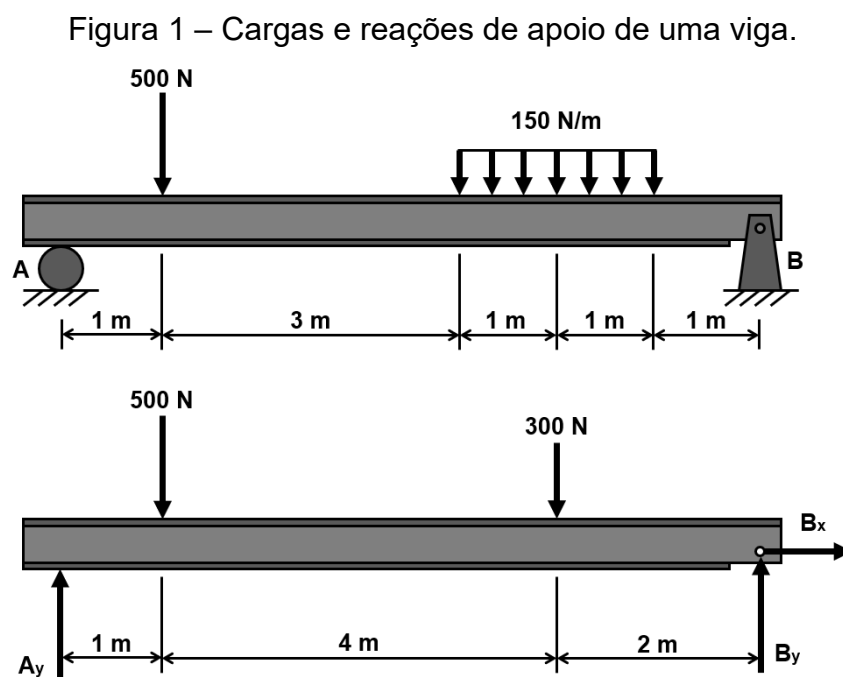
1.2.2 Objetivos específicos

- Preparar o arquivo 3D do dispositivo mecânico selecionado em *software* CAD, parametrizando seus componentes para análise estrutural;
- Realizar simulações pelo MEF para determinar tensões, deslocamentos e fator de segurança;
- Obter informações junto aos setores de projeto, cálculo estrutural, fabricação e instalação, por meio de questionário, sobre as principais dimensões dos componentes empregados em dispositivos de linha de montagem de carrocerias;
- Efetuar uma análise comparativa entre os dados obtidos pelo questionário e os resultados da análise estrutural.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Equilíbrio Estático

De acordo com Hibbeler (2018), a resistência dos materiais é um ramo da mecânica que estuda os efeitos internos da tensão e da deformação em um corpo maciço com capacidade de deformação, sendo a tensão relacionada à resistência do material do corpo, enquanto a deformação é uma medida da alteração desse corpo. Para o estudo de algum corpo estrutural, o equilíbrio estático desempenha um papel importante no seu desenvolvimento, podendo ser dividido em princípios centrais. O primeiro princípio se refere a cargas, que podem atuar no corpo estudado na forma de forças concentradas, quando a carga age em uma pequena área, ou na forma de forças distribuídas, quando agem sobre uma superfície maior da área do corpo, podendo representar também o peso da própria estrutura. Segundo Hibbeler (2018) e Shames (2002), as forças distribuídas, quando o seu carregamento for coplanar, podem ser convertidas em uma força resultante atuando no plano de centro, para efeitos de cálculo da reação nos apoios. A Figura 1 representa na parte à direita um exemplo de forças distribuídas e sua força resultante no centro geométrico, e representa à esquerda um exemplo de força concentrada, aplicados em uma viga com um apoio fixo “B” e um apoio móvel “A”.



Fonte: Adaptado de Hibbeler, 2018.

Em sequência, outro princípio referente ao equilíbrio estático é sobre as reações de apoio, que segundo Hibbeler (2018) e Shames (2002), resultam das forças aplicadas sobre um elemento e se diferenciam quando os apoios são fixos ou móveis, devido ao impedimento ou não do deslocamento do corpo em certa direção, como pode ser observado na Figura 1 nos pontos “A” e “B”. Esse deslocamento acontece através da deformação que o corpo pode apresentar, devido a atuação externa das forças concentradas ou distribuídas.

Segundo Hibbeler (2018), através das cargas e reações de apoio definidas, são realizadas as equações de equilíbrio, um princípio que comenta a respeito de que o equilíbrio de um corpo requer o equilíbrio de forças, para evitar o deslocamento significativo ou movimento acelerado ao longo de uma trajetória, e também o equilíbrio de momentos, para evitar a rotação do corpo. As duas condições citadas podem ser expressas matematicamente pelas equações de equilíbrio anteriormente citadas, da seguinte maneira:

$$\Sigma F = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma M = 0 \quad (2)$$

Sendo:

ΣF = Somatório das forças que agem sobre o corpo;

ΣM = Somatório dos momentos que atuam sobre o corpo.

O equilíbrio das forças e dos momentos que atuam sobre um corpo pode ser analisado a partir da decomposição vetorial em cada uma das dimensões do espaço tridimensional, considerando-se uma origem definida em um ponto. Assim, os vetores de força e os momentos podem ser expressos em componentes ao longo dos três eixos cartesianos, representados pelas letras x , y e z . Dessa forma, as duas equações de equilíbrio anteriormente citadas podem ser descritas como seis equações escalares, para cada um dos eixos cartesianos.

A partir do cálculo de todas as somatórias de forças e momentos de força, consegue-se obter as cargas resultantes internas atuantes sobre o corpo em um local específico, princípio da estática que, segundo Hibbeler (2018), consegue ser calculado através do método das seções, onde é feita uma seção imaginária no local a ser analisado, e é traçado o diagrama de corpo livre dessa região. O resultado do diagrama representa os efeitos de uma parte seccionada agindo sobre outra,

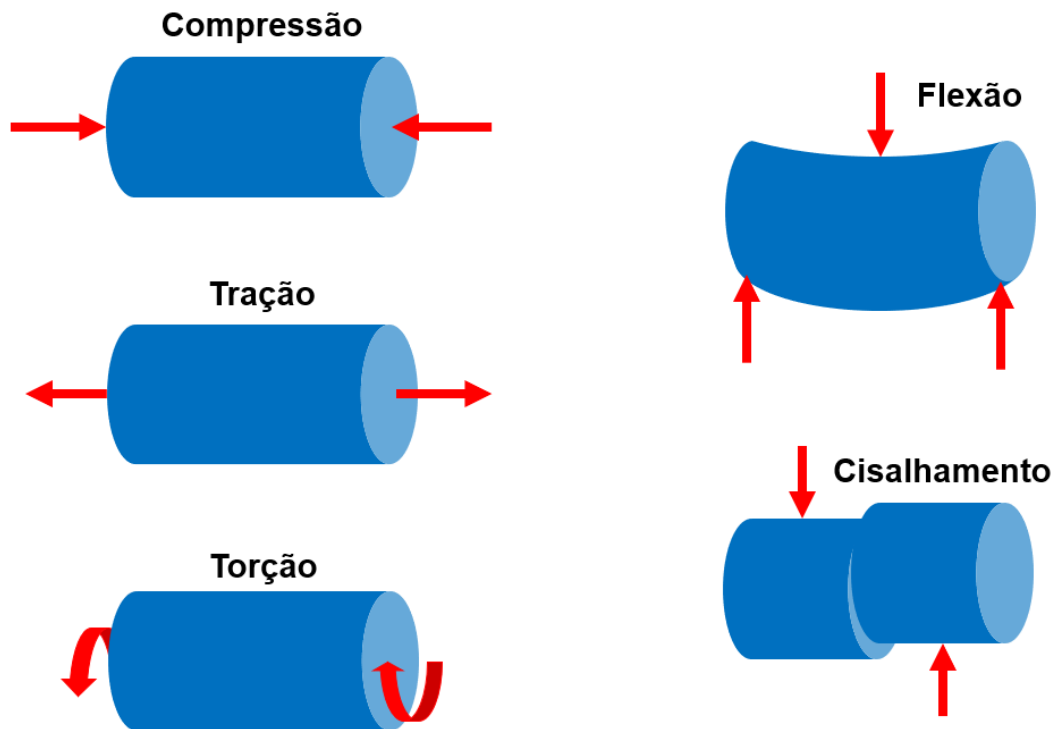
relacionada com as forças e momentos de forças resultantes. De acordo com Hibbeler (2017), o diagrama de corpo livre possui grande influência para abordagem em qualquer problema que utiliza condição de equilíbrio e deve ser traçado anteriormente a qualquer análise.

2.2 Esforços mecânicos

Os esforços mecânicos, segundo Pereira (2014), quando atuam em um determinado corpo, podem gerar efeitos de deformação, caracterizados pela variação de dimensões e forma do corpo, levando a diversos pontos desse corpo se deslocarem em relação aos outros. E o conceito de deslocamento, apesar da semelhança conceitual, se distingue do conceito de deformação, porque se refere à mudança da posição dos pontos materiais de um determinado corpo que recebe um esforço, ou seja, os pontos se movem em relação à posição inicial do corpo. Pode-se definir, portanto, que o deslocamento é a variação total que ocorre no comprimento do corpo, e a deformação é variação da dimensão do corpo, porém em uma unidade de comprimento.

De acordo com Hibbeler (2018), os tipos de esforços mecânicos que podem ocorrer em um corpo, dependendo da posição e orientação do carregamento, são a compressão, tração, flexão, torção e cisalhamento, conforme representados na Figura 2. A tração acontece quando forças atuam no corpo na mesma direção, mas em sentidos opostos, se afastando do objeto de estudo, ocasionando um alongamento. Na compressão as forças também atuam na mesma direção e em sentidos opostos, porém, se aproximam para o centro do objeto, ocasionando um encurtamento. A flexão ocorre quando um esforço aplicado no corpo provoca uma curvatura, causando simultaneamente tensões trativas e compressivas. A torção acontece quando um esforço é aplicado no sentido de rotação do corpo, gerando um momento torsor em relação ao seu eixo longitudinal, que causa tensões de cisalhamento ao longo da seção transversal, variando de zero no centro do eixo a um valor máximo na sua extremidade. O cisalhamento pode também ser causado por esforços cortantes, os quais atuam perpendicularmente à seção transversal do corpo em sentidos opostos, resultando uma deformação angular.

Figura 2 – Esforços mecânicos.

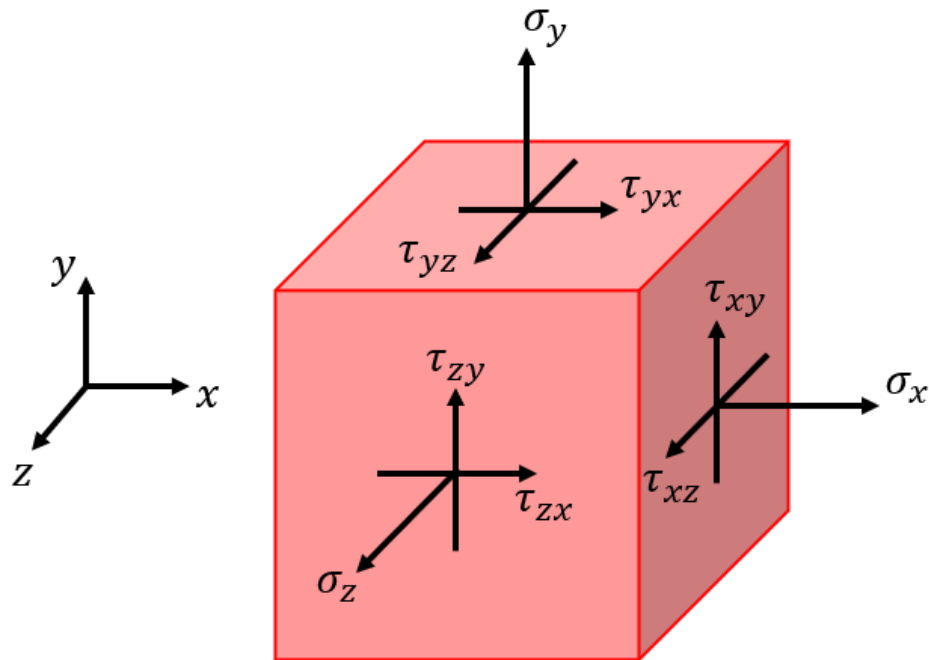


Fonte: Adaptado de <https://quirinoengenharia.com.br/teste>

2.3 Estado geral de tensão

Para caracterizar a distribuição de carga sobre uma área seccionada de um corpo em equilíbrio, é necessário determinar a tensão atuante no local. Conforme Hibbeler (2018), a tensão pode ser definida como a intensidade da força interna que atua sobre um plano específico passando por um dado ponto em um corpo, esse plano considerado como uma área infinitesimal. Decompondo essa tensão, a intensidade da força que age normalmente a esse plano é denominada como tensão normal (σ), e a intensidade da força que atua tangencialmente ao plano é nomeada como tensão de cisalhamento (τ). Se esse corpo for seccionado por mais dois planos, formando um sistema cartesiano tridimensional, a partir do ponto de referência, as tensões normais e cisalhantes que atuam sobre cada plano definem o chamado estado geral de tensão. Segundo Pereira (2014), esse estado geral de tensão em um ponto de um corpo pode ser descrito através de seis componentes de tensão de cisalhamento e três componentes de tensão normal, conforme mostrado na Figura 3.

Figura 3 – Estado geral de tensão em um ponto.

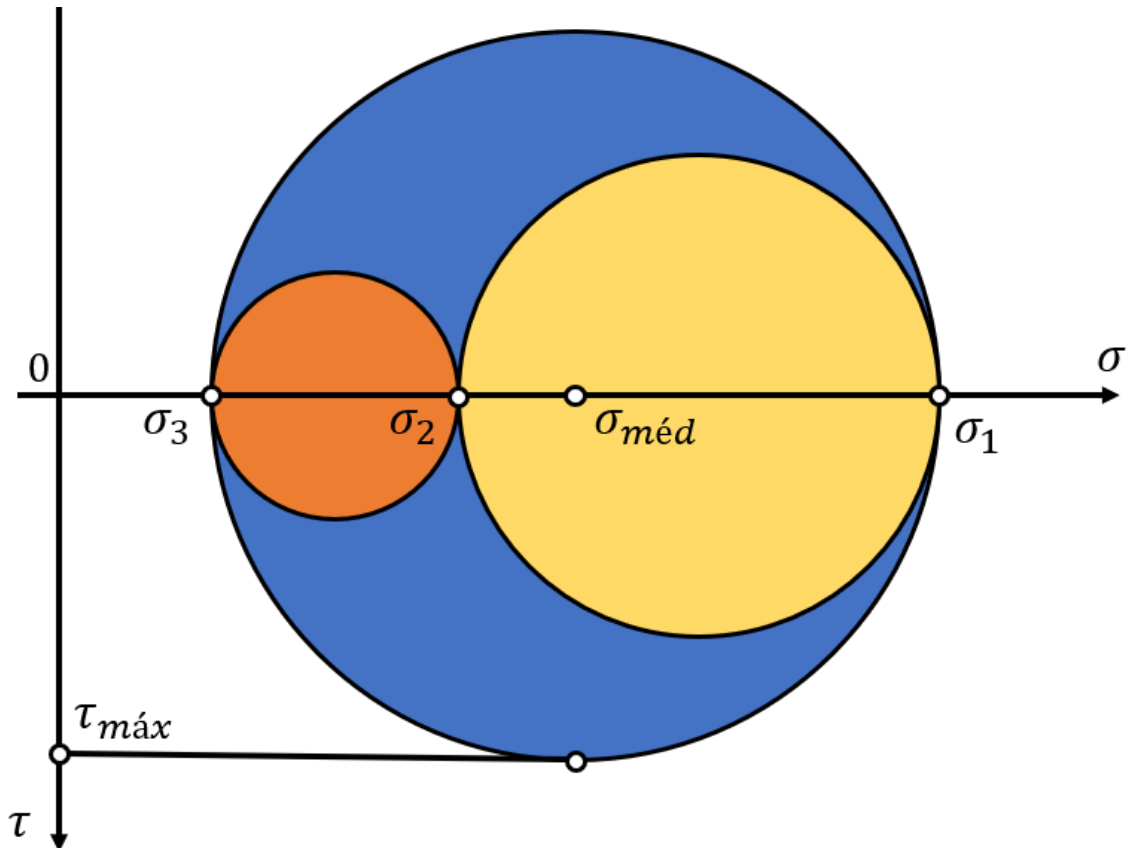


Fonte: Adaptado de Hibbeler, 2018.

Segundo Hibbeler (2018), para muitos estudos na engenharia, é importante determinar as orientações em que ocorrem as tensões normais e de cisalhamento máximas, a partir das tensões conhecidas atuantes em uma seção infinitesimal de um corpo. Conforme descrito por Pereira (2014), os casos que envolvem um estado triaxial de tensões em um ponto podem ser orientados para uma determinada direção em que haja somente três tensões normais atuando em suas faces. Essas tensões são denominadas tensões principais, que correspondem, respectivamente, aos valores máximo (σ_1), mínimo (σ_3), e intermediário (σ_2).

De acordo com Chandrupatla e Belegundu (2014), essas tensões principais podem ter seus valores e orientações calculados a partir de um conjunto de equações que utilizam as tensões normais e de cisalhamento conhecidas de um ponto. Segundo Pereira (2014), quando calculadas as tensões principais, pode-se realizar uma construção gráfica para identificar as demais tensões normais e de cisalhamento em um ponto, considerando as diversas orientações possíveis. Esse procedimento gráfico é conhecido como círculo de Mohr, conforme exemplificado na Figura 4. A partir desse gráfico, é possível determinar a tensão de cisalhamento máxima ($\tau_{m\acute{a}x}$), que ocorre quando a tensão normal assume o seu valor médio (média entre as tensões principais máxima e mínima), e possui valor igual à metade da diferença entre a tensão principal máxima e a tensão principal mínima.

Figura 4 – Círculo de Mohr para o estado geral de tensão.



Fonte: Adaptado de Pereira, 2014.

2.3.1 Critérios de falha

Conhecendo as tensões principais e a tensão de cisalhamento máxima em um ponto de um corpo, consegue-se definir se esse corpo pode falhar nesse ponto, através de critérios que considerem as características do material desse componente. De acordo com Costa (2022), grande parte dos componentes mecânicos e estruturas são construídos a partir ligas metálicas dúcteis. E considerando esse tipo de material, classificado como deformável (linear elástico), isotrópico e homogêneo, e se tratando de carregamentos estáticos, pode-se avaliar um componente a partir dos critérios de falha de von Mises e Tresca, que consideram a falha como o instante em que um componente começa a escoar. Segundo Chandrupatla e Belegundu (2014), o critério de falha de von Mises, ou critério de energia de distorção máxima, determina que um corpo falha quando uma tensão equivalente em um ponto for maior ou igual à tensão de limite de escoamento conhecida do material. Essa tensão equivalente é calculada a partir da seguinte fórmula, no caso tridimensional geral:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} \quad (3)$$

Sendo:

σ_{eq} = Tensão equivalente de von Mises;

σ_1 = Tensão normal máxima;

σ_2 = Tensão normal intermediária;

σ_3 = Tensão normal mínima.

De acordo com Pereira (2014) e Costa (2022), o critério de falha de Tresca, também conhecido como critério de tensão de cisalhamento máxima, considera que um componente falha quando a tensão de cisalhamento máxima em um ponto for maior ou igual à tensão crítica de cisalhamento no momento do escoamento em um ensaio de tração, feito com o material do componente. Conforme Costa (2022), essa tensão crítica equivale à metade da tensão de limite de escoamento, portanto, o critério de Tresca pode ser descrito da seguinte forma, considerando a situação de falha, no estado geral triaxial:

$$(\sigma_1 - \sigma_3) \geq \sigma_{esc} \quad (4)$$

Sendo:

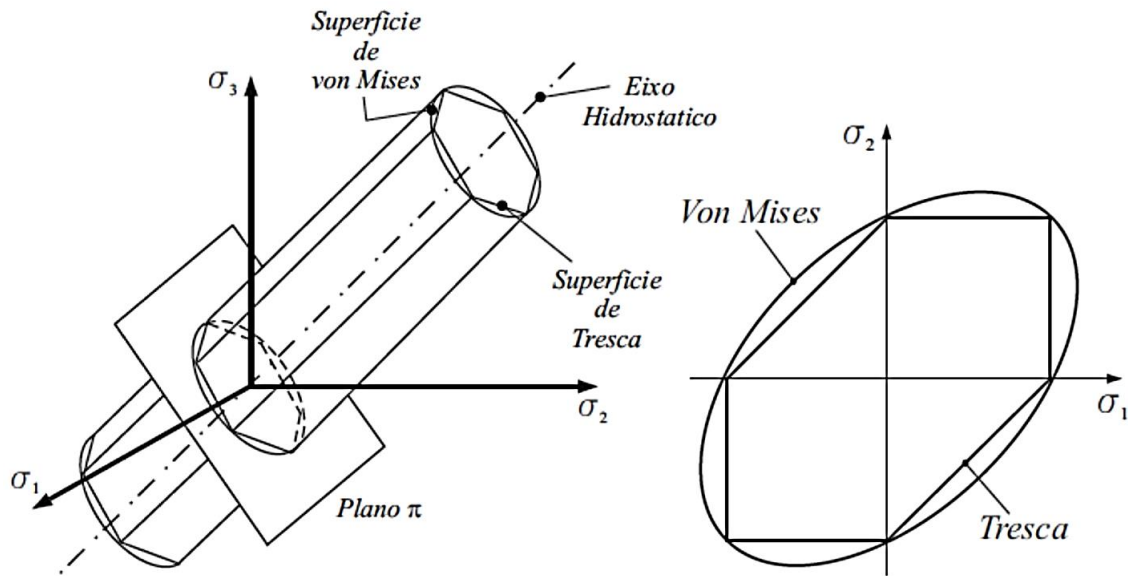
σ_{esc} = Tensão de limite de escoamento;

σ_1 = Tensão normal máxima;

σ_3 = Tensão normal mínima.

Conforme Santos (2015), os critérios de falha de von Mises e Tresca podem ter suas superfícies de escoamento comparadas ao serem alinhadas com os eixos das tensões principais, conforme ilustrado na Figura 5. Através da imagem, pode-se observar que as regiões de escoamento se formam a partir da projeção das superfícies dos critérios de falha em relação ao eixo hidrostático, definido pelas coordenadas onde as três tensões principais possuem o mesmo valor.

Figura 5 – Comparação dos critérios de von Mises e Tresca.



Fonte: Santos, 2015.

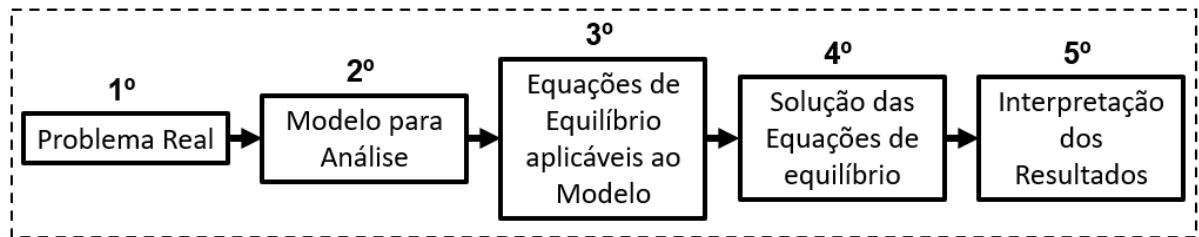
Pode-se constatar pela imagem apresentada que o critério de falha de Tresca é o mais conservador, devido à sua superfície de escoamento estar inteiramente contida na superfície de escoamento de von Mises. Porém, de acordo com Pereira (2014), o critério de von Mises é geralmente aceito como o melhor critério de falha para materiais dúcteis, por definir o início de escoamento de forma mais precisa, com base em diversos dados experimentais.

2.4 Análise Estrutural Estática

Para garantir que alguma estrutura suporte determinado estímulo mecânico e não falhe durante sua utilização, é realizado no componente uma análise estrutural. Segundo Kassimali (2015), a análise estrutural pode ser definida como uma previsão do desempenho de uma dada estrutura sob cargas prescritas e outros efeitos externos, por exemplo, movimento dos apoios e variações de temperatura.

De acordo com Alves Filho (2013), para realizar uma análise estrutural de qualquer componente, deve-se primeiramente formular um esquema de cálculo para a estrutura, onde será gerado um modelo de cálculo, em que esse componente estrutural é idealizado de sorte que se possa analisá-lo. Os principais passos envolvidos na solução de problemas de análise estrutural podem ser esquematizados em cinco passos, como representados na Figura 6.

Figura 6 – Passos para solução de problemas de análise estrutural.



Fonte: Adaptado de Alves Filho, 2013.

Segundo Alves Filho (2013), o problema real se refere a estrutura a ser analisada, onde é escolhido, a critério do engenheiro, um modelo de cálculo para sua análise. As equações de equilíbrio aplicáveis ao modelo se remetem às relações matemáticas conhecidas nos estudos de resistências dos materiais, que serão traduzidas no comportamento físico do modelo estudado, através de suas soluções. Por fim, os resultados das equações de equilíbrio do modelo poderão ser interpretados e verificados sua coerência com o problema real.

Conforme Azevedo (2003), as ações e esforços que atuam sobre as estruturas, são em sua maioria de natureza dinâmica, o que implica na necessidade de considerar as forças de inércia associadas às acelerações às quais cada componente está sujeito. Assim, seria esperado que a análise de qualquer estrutura levasse em conta também os efeitos dinâmicos. Entretanto, em muitas situações, é razoável assumir que as acelerações são aplicadas de modo suficientemente lento, o que torna desprezíveis as forças de inércia. Nessas condições, a análise pode ser denominada como estática.

Um conceito importante para uma análise estrutural estática é a Lei de Hooke, que determina o comportamento dos corpos elásticos. Segundo Bhavikatti (2005), a lei constitutiva de elasticidade expressa a relação linear entre tensões e deformações. Em uma análise de tensão unidimensional, a lei constitutiva linear estabelece que a tensão é proporcional à deformação, e a constante de proporcionalidade é chamada de módulo de Young. Isso é amplamente conhecido como a Lei de Hooke. Uma relação semelhante é expressa entre os seis componentes de tensões e deformações, sendo denominada Lei de Hooke Generalizada. Para representar a lei, é utilizado equações algébricas na forma matricial, com a seguinte configuração:

$$\{F\} = [K] \times \{U\} \quad (5)$$

Sendo:

$\{F\}$ = Matriz coluna com todas as cargas nodais;

$[K]$ = Matriz quadrada com as constantes de elasticidade;

$\{U\}$ = Matriz coluna com todos os deslocamentos nodais.

De acordo com Walter (1991), o cientista britânico Thomas Young foi um dos estudiosos que contribuíram para o conceito de módulo de elasticidade, ao propor uma definição, que apesar de ter sido vista inicialmente como confusa, introduziu a ideia fundamental de uma relação entre tensão e deformação. Sua proposta não apresentou uma formulação matemática rigorosa, mas foi posteriormente interpretada e aprimorada por outros estudiosos, culminando na definição moderna de uma constante característica de cada material, atualmente conhecida como módulo de Young ou módulo de elasticidade. Esse conceito é uma propriedade mecânica que define uma relação entre tensão aplicada a um material específico e uma deformação elástica proporcional, correspondente a essa tensão. O módulo de Young pode ser expresso pela equação:

$$E = \frac{\Delta\sigma}{\Delta\varepsilon} \quad (6)$$

Sendo:

E = Módulo de Young ou de Elasticidade;

σ = Tensão aplicada ao material;

ε = Deformação elástica correspondente à tensão aplicada;

Δ = Delta. Diferença entre duas variáveis.

Outra propriedade mecânica importante para materiais elásticos é o coeficiente de Poisson. Conforme Callister e Rethwisch (2016), quando uma tensão é imposta sobre um material em uma direção, geralmente considerada como a direção z , ocorre um alongamento elástico e uma deformação correspondente na direção da tensão aplicada, no caso de tração. Juntamente com esse alongamento, haverá constrictões proporcionais nas laterais perpendiculares à tensão aplicada. A razão

entre essas deformações resulta no coeficiente de Poisson, uma propriedade adimensional e única para cada material. Essa relação pode ser expressa pela seguinte relação, para materiais isotrópicos:

$$\nu = -\frac{\epsilon_x}{\epsilon_z} = -\frac{\epsilon_y}{\epsilon_z} \quad (7)$$

Sendo:

ν = Coeficiente de Poisson;

ϵ_x = Deformação lateral em x;

ϵ_y = Deformação lateral em y;

ϵ_z = Deformação axial (z).

2.5 Método dos Elementos Finitos

De acordo com Alves Filho (2013), a maioria das estruturas de importância prática possuem elementos muito complexos de serem analisados por métodos clássicos de cálculo. Para estruturas muito complexas, a resolução por métodos analíticos torna-se praticamente impossível, exigindo simplificações excessivas que podem gerar resultados pouco acurados. Assim, embora os métodos analíticos tradicionais permitam o cálculo exato das reações e esforços em pontos específicos de uma estrutura, tais soluções são conhecidas apenas para um número limitado de casos, não abrangendo muitas aplicações práticas de componentes estruturais em situações mais complexas. O Método dos Elementos Finitos (MEF) surge como uma alternativa aos métodos analíticos clássicos, que consegue desenvolver resultados aproximados, os quais podem ser aplicados em caráter geral, independente da formulação, da geometria da estrutura ou de suas condições de carregamento, dentro de uma precisão aceitável para os padrões de engenharia.

Segundo Soriano (2009), o Método dos Elementos Finitos permite analisar o comportamento de qualquer sistema físico, cujas respostas a excitações podem ser descritas por equações diferenciais ou integrais, como ocorre em alguns casos na mecânica de resistência dos materiais. O MEF baseia-se na utilização de leis simples, geralmente polinomiais, para descrever as variáveis dependentes primárias dentro de subdomínios denominados elementos finitos. Essas leis substituem as soluções

exatas do modelo matemático, garantindo continuidade nas interfaces dos elementos, na maioria dos casos. Os elementos finitos são conectados por pontos nodais em seus contornos, e como essas leis são estabelecidas em função de parâmetros nos nós, os infinitos pontos do modelo matemático contínuo são substituídos por um número finito de pontos, um processo conhecido como discretização. Sob condições matemáticas adequadas, esse processo assegura que a solução aproximada obtida pelo MEF convirja para uma solução próxima à exatidão do modelo, à medida que o tamanho dos elementos diminui ou a ordem das funções polinomiais aumenta. Dessa forma, o comportamento do sistema físico, que já é representado por um modelo matemático aproximado, é analisado com precisão adicional por meio do modelo discreto oferecido pelo MEF.

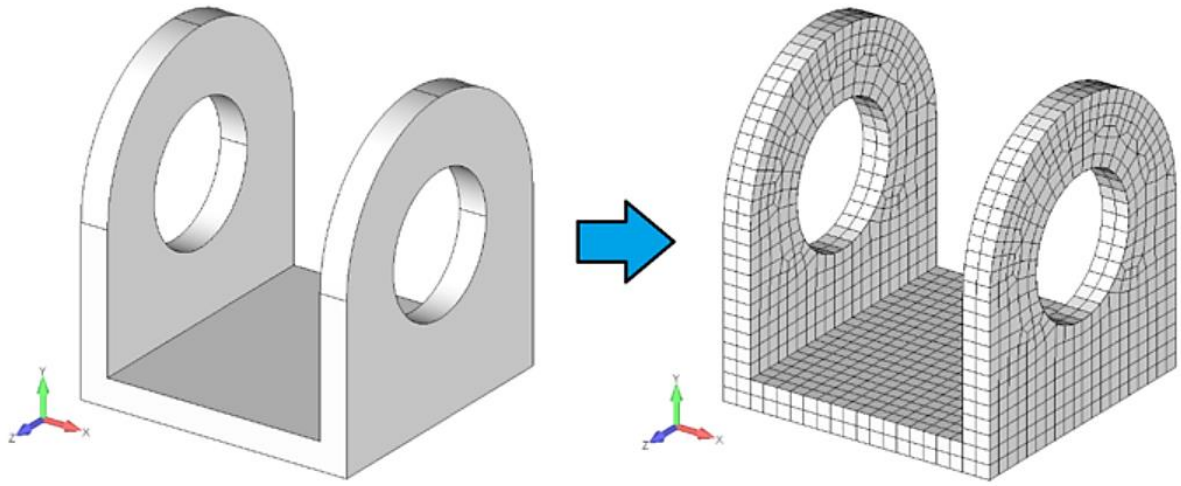
Para se realizar uma análise estrutural, é preciso discretizar o modelo da estrutura a ser analisada em uma malha. Segundo Chandrupatla e Belegundu (2014), a ideia básica de um esquema de geração de malha tem como finalidade gerar dados de conectividade de elemento e de coordenada nodal, a partir da leitura de dados de entrada para certos pontos considerados como chave para o problema. Os modelos de malha podem ser gerados através de implementação em computador, levando em consideração todas as características do modelo geométrico.

De acordo com Alves Filho (2013), as malhas integram os modelos discretizados, utilizados na realização do MEF. Um dos tipos de modelo discretizado é o das estruturas reticuladas, que podem ser aplicadas nos casos onde a interação entre os elementos ocorre somente nas juntas ou nós, trocando forças exclusivamente nesses pontos. A aplicação das equações de equilíbrio nesses pontos nodais, que continuam interconectados após um esforço gerador de deformação, é suficiente para conceber matematicamente o modelo de cálculo. Um exemplo de aplicação desse modelo é em estruturas constituídas apenas por vigas e outros componentes estruturais uniformes, como torres e treliças.

Outro tipo de modelo discretizado para MEF, conforme Alves Filho (2013), é referente a elementos estruturais conectados continuamente. Esse modelo é utilizado em componentes estruturais que apresentam características geométricas complexas, diferente de estruturas mais simples como as compostas somente por vigas. Nestes casos de complexidade, o corpo contínuo é subdividido artificialmente em um certo número finito de elementos, que serão conectados apenas por nós, levando a uma representação aproximada do corpo. A subdivisão desses elementos

pode ser definida como malha de elementos finitos, que podem possuir tipos de elementos diferentes. A Figura 7 mostra um exemplo de malha feito por *software* a partir de um componente com certo grau de complexidade em modelo *Computer-aided design* (CAD).

Figura 7 – Modelo CAD discretizado por *software*.

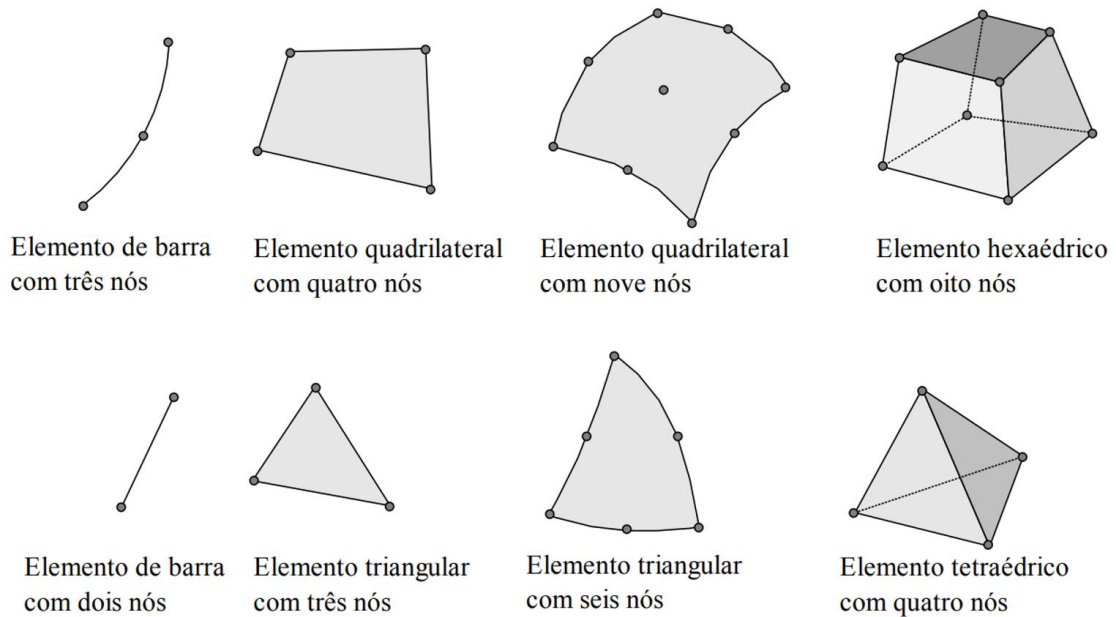


Fonte: <https://kotengenharia.com.br/para-leigos-entenda-o-metodo-dos-elementos-finitos>

Para Pinto Filho (2004) *apud* Oliveira (2007, p. 32), os *softwares* de elementos finitos possuem recursos de geração de malha automática, que simplifica de forma significativa a parametrização de uma estrutura ou componente, quando se tem o arquivo CAD. A aparência final da malha também pode fornecer indicativos a respeito de sua qualidade, porém uma malha que apresenta uma boa aparência não possui necessariamente um bom resultado final, mas uma malha com aspecto distorcido significativo sempre irá conduzir a resultados de cálculo com pouca acuracidade.

Para a criação das malhas, é necessário definir seu tipo de elemento, que é relacionado à sua forma geométrica. Conforme Souza (2003), diversos tipos de elementos finitos já foram desenvolvidos para utilização em malhas, com geometrias diversas e para as três dimensões existentes. Na Figura 8 pode-se observar exemplos de diferentes tipos de elementos para malhas unidimensionais, bidimensionais e tridimensionais.

Figura 8 – Diferentes tipos de elementos para malhas.



Fonte: Souza, 2003.

Segundo Owen (1998), um objeto pode ser discretizado por *software* a partir de dois métodos de geração de malhas, estruturado e não estruturado. O método de malhas estruturadas utiliza algoritmos com técnicas complexas de suavização iterativa que tentam alinhar os elementos com contornos ou domínios físicos, gerando uma malha regular e tipicamente composta por elementos quadrilaterais ou hexaédricos. A geração de malhas não estruturadas, por outro lado, flexibiliza o requisito de valência do nó, permitindo que qualquer número de elementos se encontre em um único nó, resultando em contornos irregulares em regiões de geometria mais complexa. Esse tipo de malha é geralmente composto por elementos triangulares ou tetraédricos.

Para o estudo de estruturas formadas por mais de um componente, as malhas dos componentes individuais precisam ser conectadas conforme a situação real da estrutura. Para isso, são utilizados os chamados contatos, informados durante a parametrização no *software*. Conforme Sunar (2021), existem cinco tipos de contatos que podem ser empregados para descrever todas as situações possíveis. O contato *Bonded*, por exemplo, não permite o deslizamento nem a separação dos elementos na região definida. Já o contato *No Separation* impede a separação, mas permite o deslizamento entre as regiões de interação. Os outros tipos de contato se referem a situações que envolvem atrito e possibilidade de separação: o tipo *Frictionless* é aplicado quando o atrito pode ser considerado desprezível; o tipo *Rough*

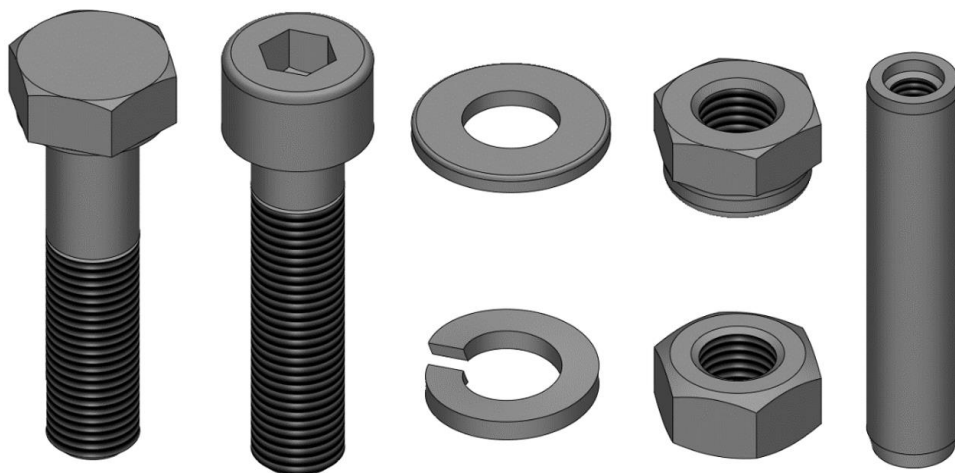
é utilizado quando o atrito tende ao infinito; e o tipo *Frictional* permite informar o coeficiente de atrito ao *software*.

2.6 Elementos de fixação para dispositivos de carroceria

Para o projeto de dispositivos, especialmente para operações de montagem de carroceria, são bastante utilizados itens normalizados, permitindo que o desenvolvimento seja realizado com maior agilidade e com o uso de componentes de reconhecida confiabilidade. Um dos principais componentes normalizados utilizados nesses projetos são os elementos de fixação, normalmente especificados conforme as normas do instituto alemão *Deutsches Institut für Normung* (DIN).

Os principais tipos de elementos de fixação da norma DIN utilizados em dispositivos para montagem de carroceria são parafusos, porcas, arruelas e pinos (Figura 9). Além de garantir a fixação, esses elementos dos dispositivos devem possibilitar a regulação de certas peças, ou seja, nesses casos, os elementos de fixação precisam ser móveis, permitindo a desmontagem e substituição de calços.

Figura 9 – Elementos de fixação em CAD.



Fonte: Autoria própria, 2025.

Os parafusos, conforme Niemann (1971), são os componentes de junção mais utilizados em máquinas e equipamentos, podendo ser empregados sobre diversas formas, como em junções desmontáveis, aplicação de tensão, ajuste e eliminação de folgas. Outro tipo de elemento de junção muito utilizado em dispositivos de linha de montagem são os pinos cilíndricos, utilizados para posicionar corretamente os componentes e fixá-los, por meio de um ajuste com interferência.

3 METODOLOGIA

Inicialmente, foi realizado o estudo de caso de um projeto de dispositivo utilizado em uma linha de montagem de carroceria de um automóvel. Para isso, foi requisitado a uma empresa de projetos mecânicos de dispositivos, situada na região sudeste do Brasil, um projeto típico de dispositivo desenvolvido conforme as normas da NAAMS, que pudesse ser utilizado como base para o estudo. Com o projeto fornecido, foi apresentado seu princípio de funcionamento, destacando os principais componentes padronizados NAAMS utilizados e os carregamentos atuantes sobre o dispositivo. Os critérios para a escolha do dispositivo foram o funcionamento adequado após implantação em uma linha de montagem e a utilização de componentes e padronizações conforme a NAAMS.

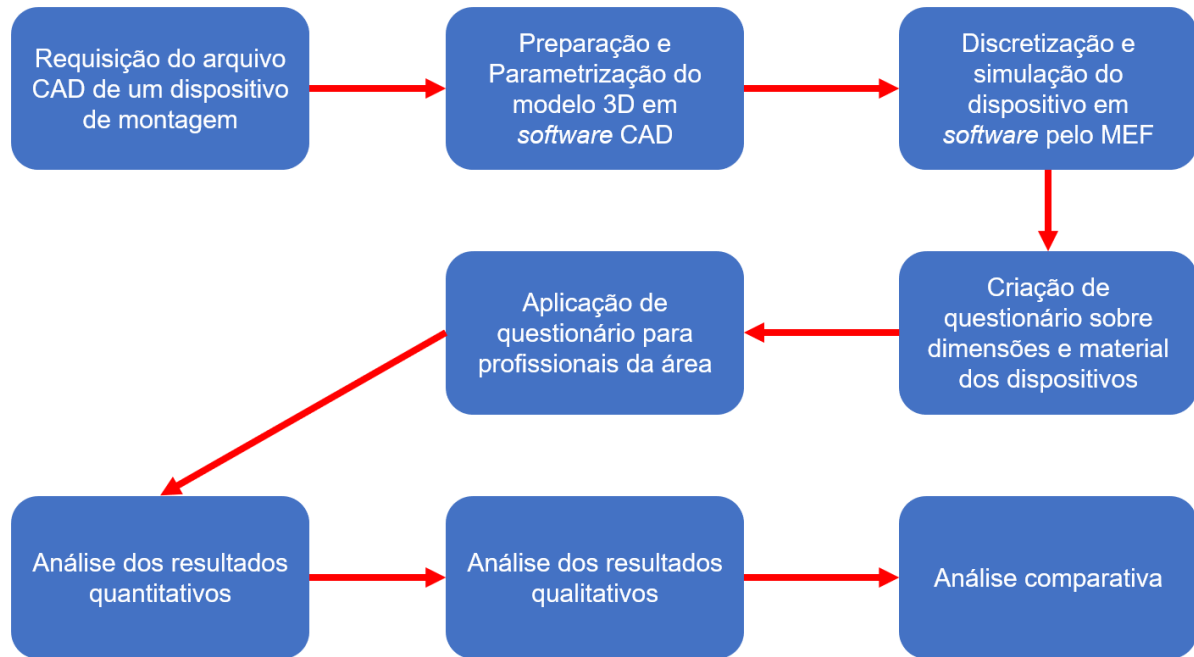
A partir do modelo CAD, os componentes do dispositivo foram parametrizados no *software* ZW3D, a fim de que fosse realizada uma análise posterior no *software* de análise por elementos finitos *Ansys Student*. Essa análise, de natureza quantitativa, teve como objetivo estudar o comportamento estático do dispositivo, através do MEF, visando avaliar as principais dimensões utilizadas nos componentes.

Devido à complexidade geométrica e à quantidade elevada de elementos presentes no dispositivo, o MEF foi escolhido por ser uma alternativa aos métodos clássicos de cálculo, conforme já mencionado por Alves Filho (2013), e por ser amplamente utilizado na indústria, por oferecer maior agilidade e precisão aceitável por meio de *softwares* específicos.

A fase seguinte do trabalho consistiu na realização de uma análise qualitativa por meio de questionário eletrônico, aplicado a 10 profissionais das principais áreas envolvidas em linhas de montagem. As perguntas abordaram as dimensões e materiais padronizados segundo a NAAMS, além de questões específicas para o setor de análise estrutural. O questionário foi escolhido devido à capacidade de reunir, de forma objetiva, os conhecimentos técnicos e práticos relevantes dos profissionais atuantes na área de dispositivos de linha de montagem automotiva.

Com base nas respostas obtidas, foi desenvolvida uma análise comparativa com os resultados da análise estrutural via *software*, aplicada ao dispositivo em estudo. Por fim, foi avaliado se essas dimensões são adequadas. O fluxo de todas as etapas metodológicas está representado na Figura 10.

Figura 10 – Fluxograma da metodologia.

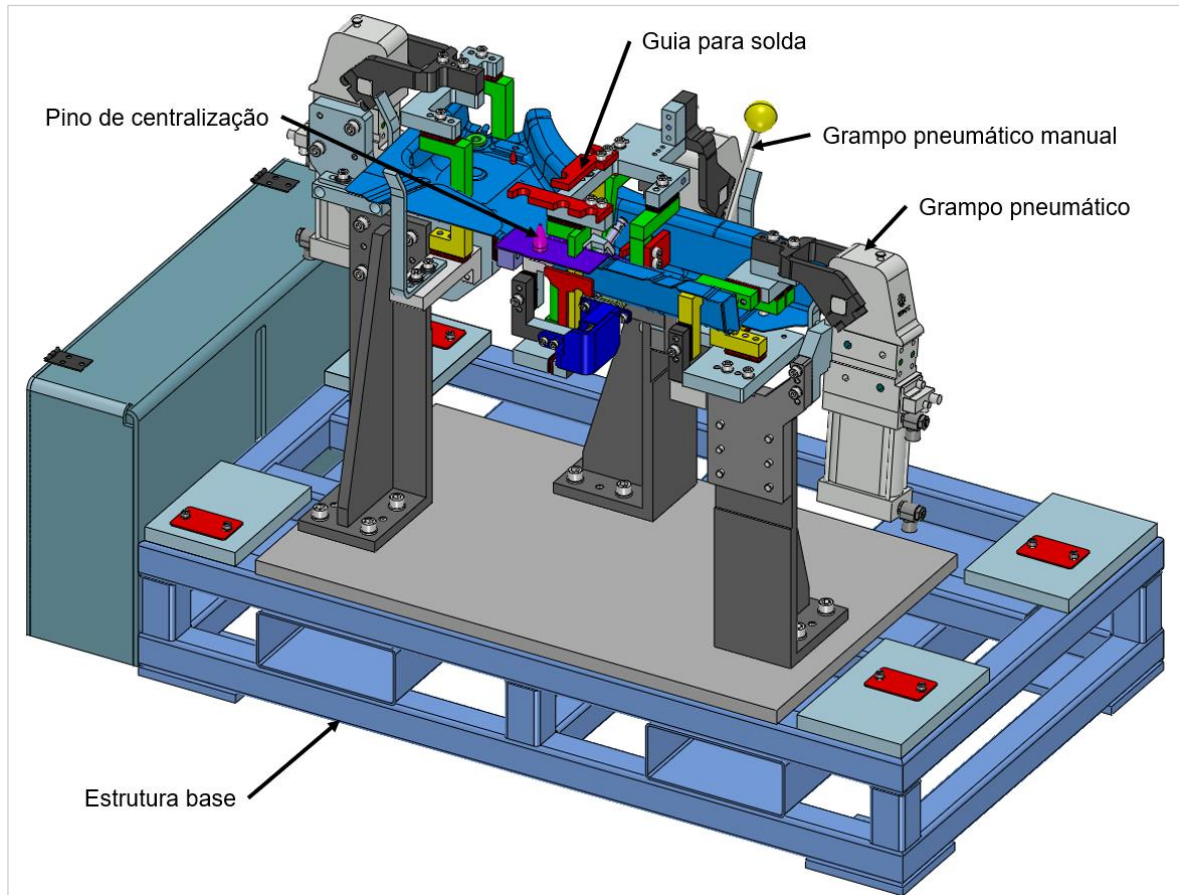


Fonte: Autoria própria, 2025.

3.1 Descrição e princípio de funcionamento

Conforme descrito anteriormente, empresa forneceu um dispositivo para o estudo de caso. Este projeto utiliza componentes padronizados da norma NAAMS e faz parte de uma estação de entrada de uma linha de montagem, onde é preparada uma longarina. Essa estação (Figura 11) funciona da seguinte maneira: um operador deposita duas chapas estampadas, atua um grampo pneumático de fechamento manual, ativa o sistema pneumático da operação, fazendo com que outros dois grampos pneumáticos se fechem e travem as chapas, e, por fim, aplica pontos de solda com uma pinça manual, utilizando as guias presentes no dispositivo.

Figura 11 – Dispositivo utilizado no estudo de caso.

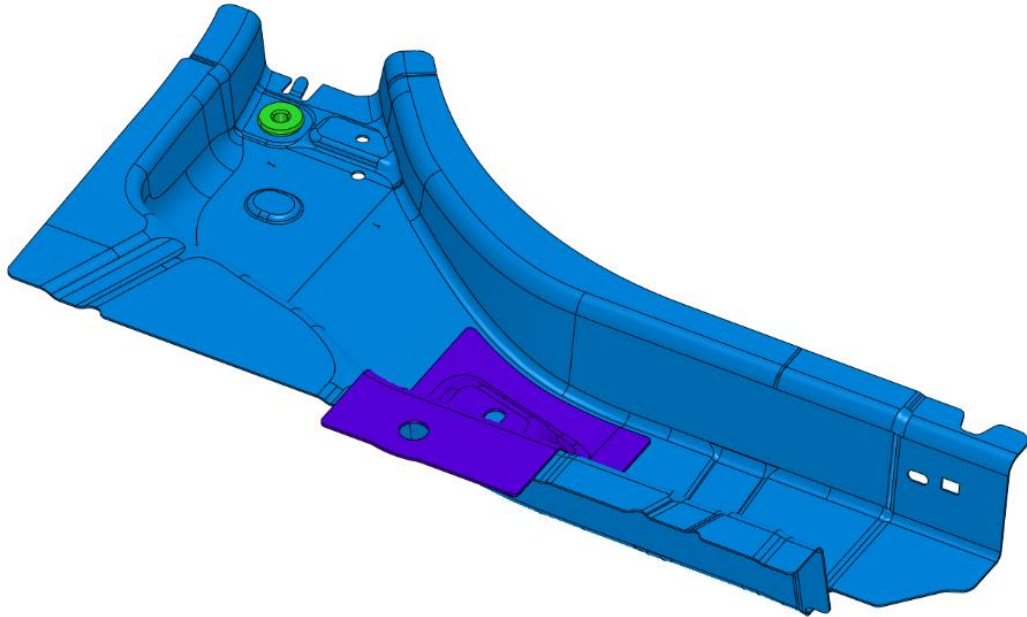


Fonte: Autoria própria, 2025.

As peças estampadas da longarina têm seus posicionamentos garantidos no dispositivo, conforme previsto em normas internas da montadora, por meio de apoios inferiores, pisadores montados nos grampos pneumáticos e pinos de centralização. O projeto foi desenvolvido a partir do *software* CAD ZW3D, utilizando a matemática e método do produto. A matemática consiste no modelo tridimensional (3D) do produto a ser trabalhado, enquanto o método indica a ordem de montagem da matemática, as coordenadas dos pontos de solda e as coordenadas onde devem ser posicionados os apoios, pisadores e pinos de centralização, além das regulagens necessárias. Tanto a matemática quanto o método são fornecidos previamente para elaboração do projeto de um dispositivo de linha de montagem.

A longarina (Figura 12), componente montado no dispositivo do estudo de caso, pertence à região frontal da carroceria de um automóvel. Sua principal função, conforme Costa (2020), é garantir a segurança dos ocupantes, absorvendo parte da energia de impacto para mitigar lesões em caso de uma colisão frontal.

Figura 12 – Modelo 3D da longarina.

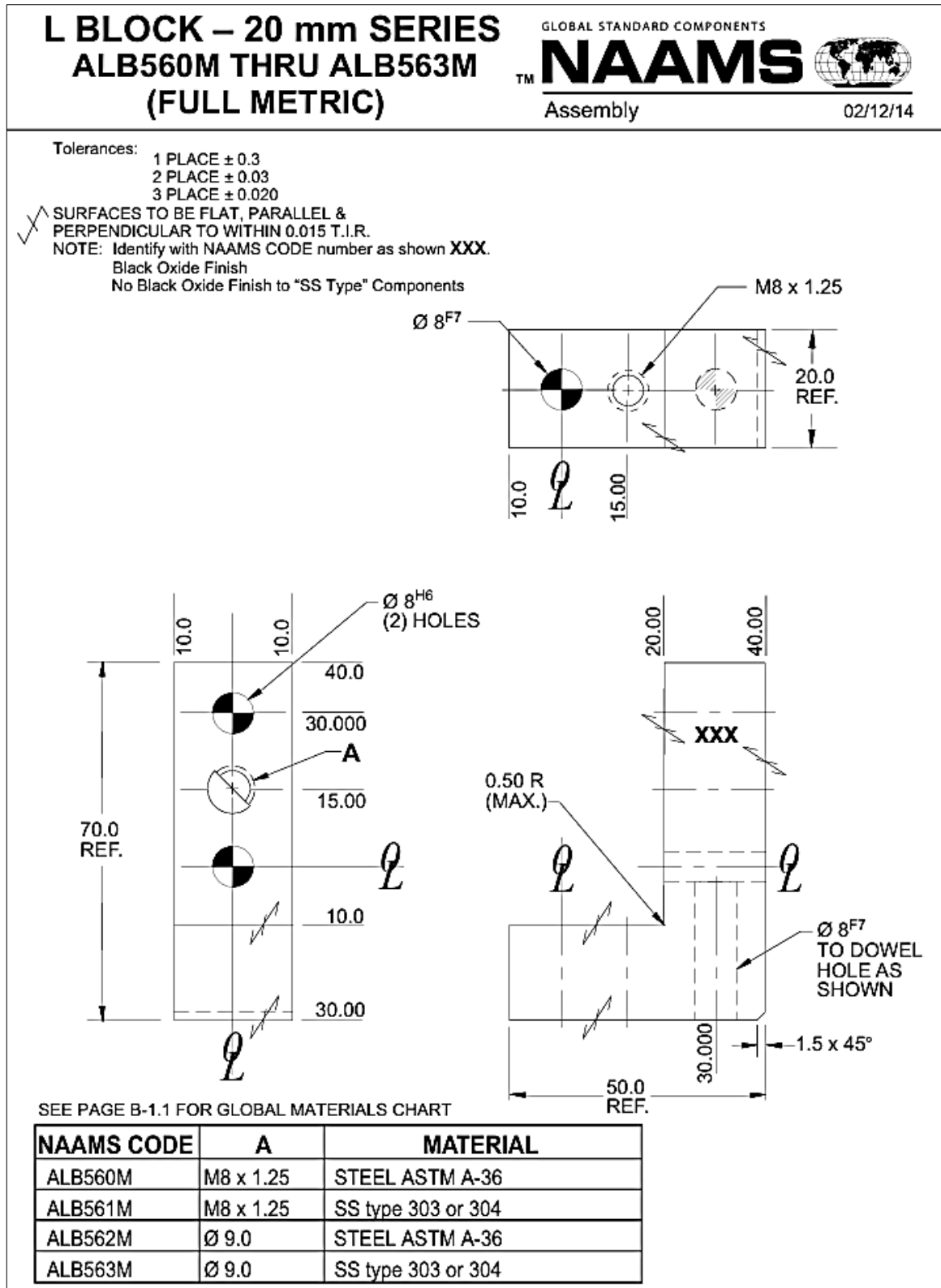


Fonte: Autoria própria, 2025.

De acordo com a norma NAAMS, grande parte dos componentes são fabricados a partir de ligas de aço-carbono, conforme as normas da *American Society for Testing and Materials* (ASTM) e da *Society of Automotive Engineers* (SAE), sendo o principal material utilizado nos componentes estruturais o aço ASTM A-36. Para os apoios e pisadores, que possuem contato direto com a superfície do produto, é utilizado o aço SAE 4140, com o objetivo de possibilitar um tratamento térmico superficial que minimize o desgaste. Os espaçadores, que possuem a função de regular corretamente a posição dos apoios, pisadores e pinos, são fabricados a partir de aços de baixo carbono, sem elementos de liga significativos, como o SAE 1020.

A espessura da maior parte componentes, bem como as dimensões das furações, seguem os padrões dos componentes da NAAMS, referentes aos modelos de esquadro, como exemplificado na Figura 13, que possuem dimensões de espessura e perfis iguais a 20 mm, furos para pino com diâmetro de 8 mm, e furos para parafuso M8 (rosca métrica padrão). Os esquadros possuem a função de permitir a montagem dos componentes com seus espaçadores na estrutura de sustentação.

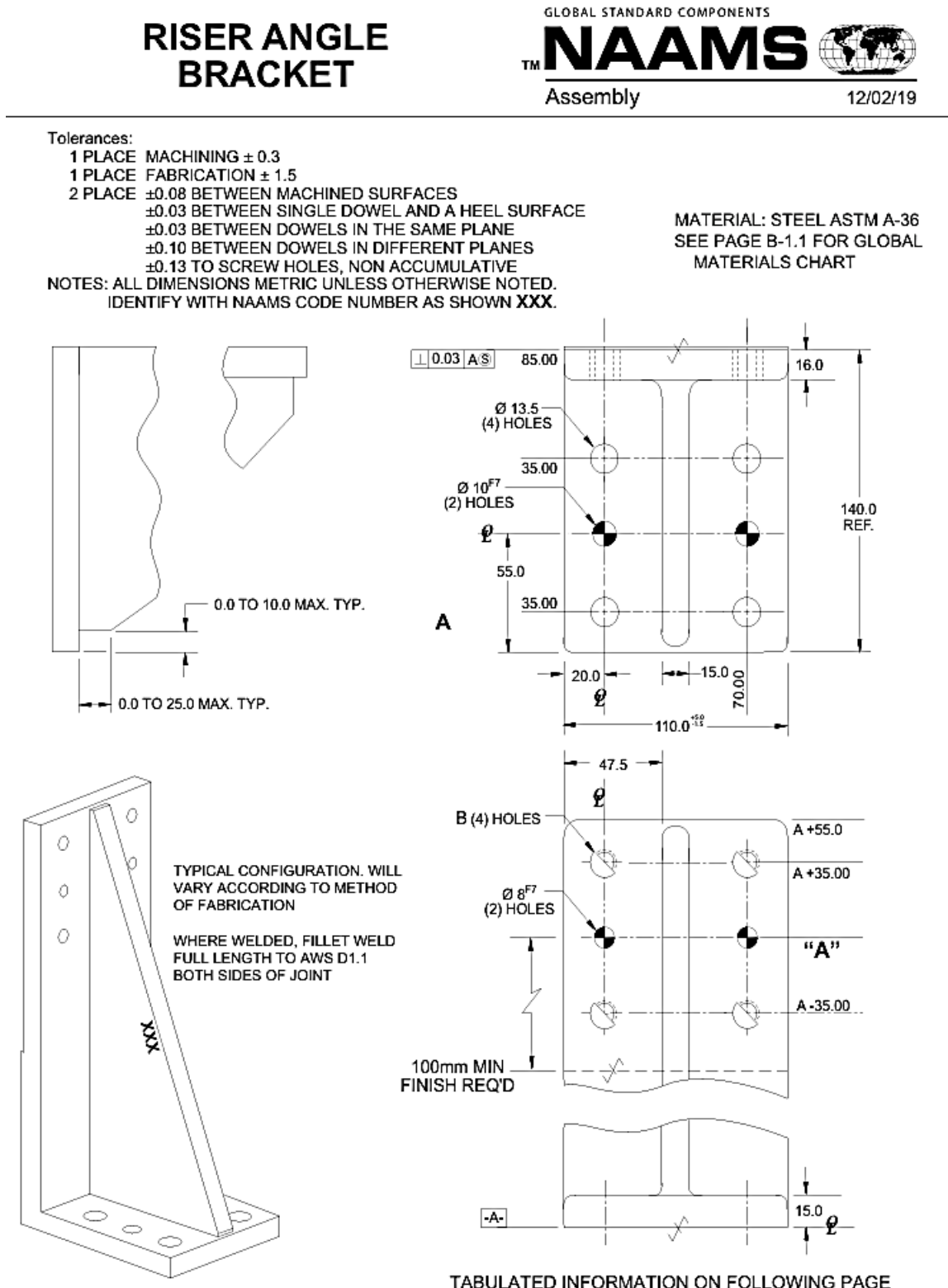
Figura 13 – Esquadro NAAMS com três furações, série 20 mm.



Fonte: NAAMS, 2014.

As torres utilizadas no dispositivo também são do modelo NAAMS (Figura 14), que possui dimensões de espessura iguais a 15 e 16 mm. Esses componentes servem como base de montagem e sustentação das outras peças do grupo.

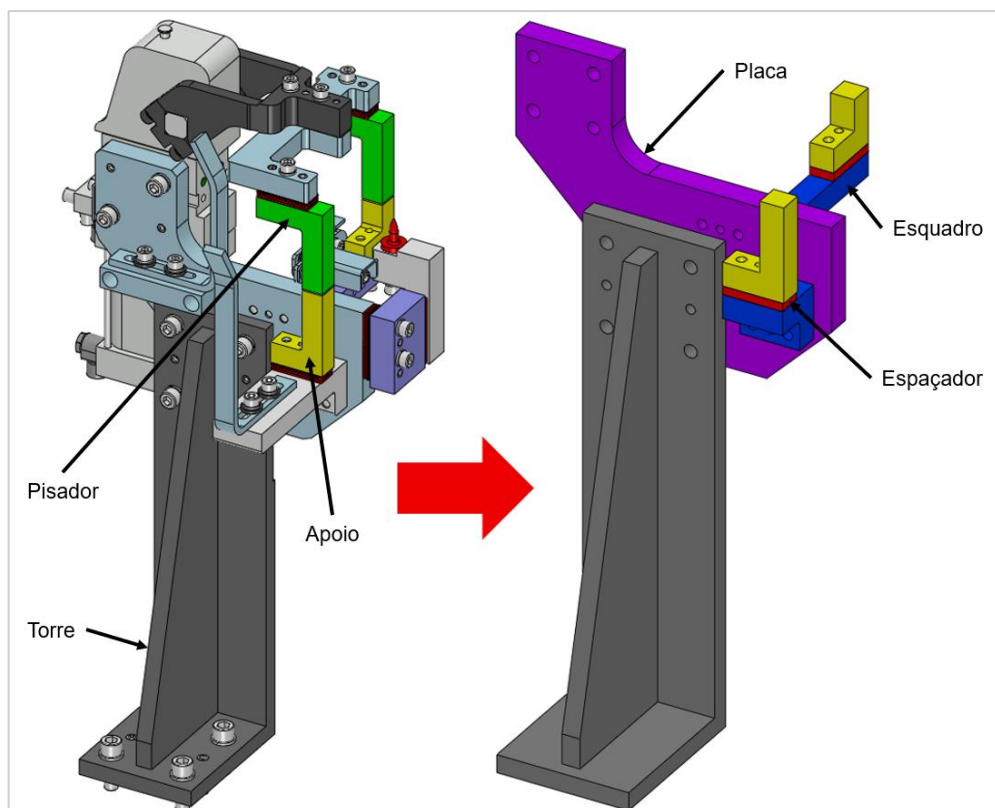
Figura 14 – Torre modelo NAAMS.



3.2 Parametrização do dispositivo

O dispositivo teve seus três grupos funcionais parametrizados no ZW3D, de modo a manter as estruturas de sustentação (Figura 15), enquanto os demais itens foram separados, e suas massas e centroides coletados, a fim de serem inseridos no *software* de análise estrutural como pontos de massa, para o estudo de caso. Com o arquivo CAD final, o dispositivo foi dividido pelos grupos existentes e depois parametrizado no *software* de análise estrutural *Ansys Student*, versão 2025 R1, utilizando o método de análise *Static Structural*.

Figura 15 – Grupo simplificado em *software* CAD para análise.



Fonte: Autoria própria, 2025.

Para definir as propriedades dos materiais no *Ansys Student*, foi utilizado a biblioteca do próprio *software*. Nos componentes estruturais, foi utilizado o material *structural steel*, que possui as seguintes propriedades:

- Densidade: 7850 kg/m³;
- Módulo de Young: 200 GPa;
- Coeficiente de Poisson: 0,3;
- Limite de escoamento: 250 MPa.

Para os apoios, foi utilizado o material *low alloy steel, 4140, normalized*, que possui as seguintes propriedades:

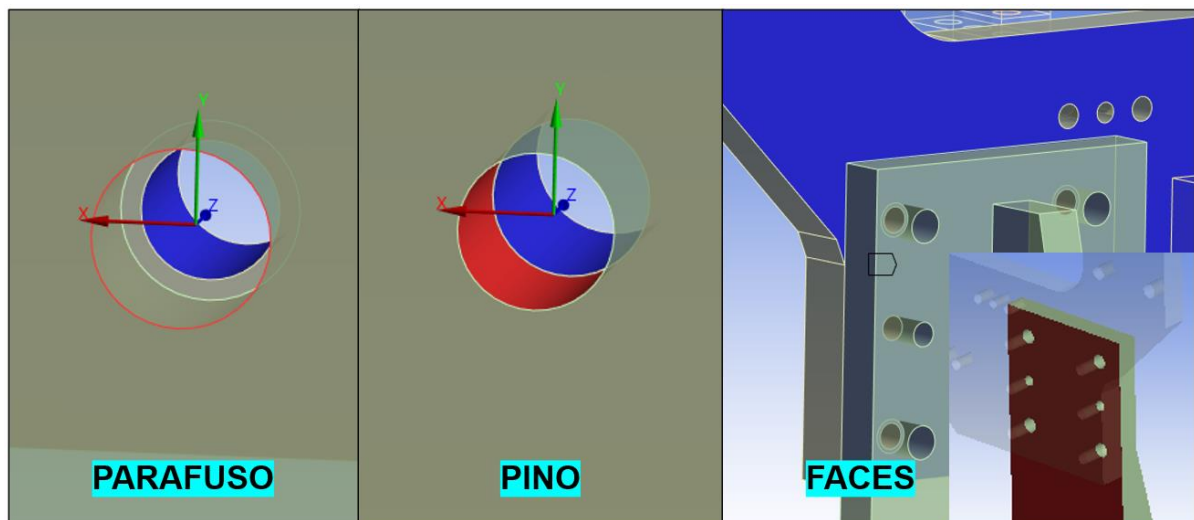
- Densidade: 7850 kg/m³;
- Módulo de Young: 212,5 GPa;
- Coeficiente de Poisson: 0,29;
- Limite de escoamento: 652,2 MPa.

Por fim, para os espaçadores, foi selecionado o material *carbon steel, 1020, annealed*, que possui as seguintes propriedades:

- Densidade: 7850 kg/m³;
- Módulo de Young: 212,4 GPa;
- Coeficiente de Poisson: 0,29;
- Limite de escoamento: 293,5 MPa.

Na análise estrutural estática realizada nos grupos, os componentes foram conectados por meio dos furos dos pinos, das roscas e dos parafusos, utilizando o comando *Joint Fixed*, simulando a transferência de esforços feita pelos componentes (Figura 16). Para as demais faces interligadas, foi aplicado o contato *Frictional*, utilizando o coeficiente de atrito correspondente entre os materiais dos componentes, conforme mostrado na Figura 16. Para a definição do coeficiente de atrito utilizado no *Ansys Student*, foi considerado uma interação estática e seca entre duas superfícies usinadas de aço com baixo teor de carbono. De acordo com Avallone e Baumeister (1996), o coeficiente de atrito nessas condições pode ser considerado igual a 0,74.

Figura 16 – Conexões utilizadas no *software*.



Segundo a norma NAAMS, os parafusos e pinos utilizados nos dispositivos possuem alta resistência mecânica. Com base nessa informação, os componentes de fixação foram considerados elementos rígidos na análise estrutural, uma vez que, por serem consideravelmente mais resistentes que os materiais utilizados na construção dos componentes do dispositivo, não há necessidade estudar suas deformações.

Na etapa de discretização, foram adotados dois métodos de geração de malhas. Para os componentes com geometria mais simples ou contínua, foi utilizado o método *Hex Dominant* (hexaédrico dominante), e para os componentes de geometria mais complexa, foi aplicado o método *Tetrahedrons* (tetraédrico). Outro fator considerado foi o *Element Size*, definido em todas as situações com o valor de 4 mm, visando manter o total de nós dos três grupos analisados próximos ao limite permitido pelo *Ansys Student - 2025 R1*, de 128 mil nós.

Os carregamentos aplicados ao grupo consistem no peso dos demais componentes desconsiderados para cálculo das reações, no peso do produto sobre os apoios, e na força aplicada pelos grampos pneumáticos nos apoios, por meio dos pisadores. Os apoios e pisadores são ajustados de forma a deixar um vão correspondente à espessura exata do produto, impedindo que o grampo aplique sua força de fechamento diretamente sobre a peça. Dessa forma, permite-se apenas um travamento mínimo, suficiente para manter a peça imóvel, sem gerar marcas no produto estampado. Conforme Wenbo *et al.* (2018), a aplicação de 100 N foi suficiente para efetuar a fixação de uma chapa estampada em um dispositivo de linha de montagem, sem comprometer a integridade do material estampado.

Todos os grupos analisados foram fixados na face inferior das torres, simulando a situação real em que os grupos funcionais são fixados em um mesmo plano, o qual corresponde à face superior da estrutura base. Essa configuração garante que os efeitos de deformação partam do mesmo ponto de origem em todos os casos.

Para cada grupo, serão consideradas duas situações de possíveis sobrecargas no dispositivo. A primeira se refere quando o peso do produto esteja atuando somente sobre o grupo após atuação do grampo pneumático, devido ao ajuste incorreto dos outros grupos. A segunda situação consiste em considerar o dobro da força de travamento citada (200 N), simulando um ajuste errado nos apoios e pisadores, levando o grampo a fechar até uma espessura inferior à do produto.

3.3 Questionário

Na etapa da análise qualitativa, foi elaborado um questionário eletrônico via *Google Forms* para os profissionais das principais áreas de atuação nos processos de linha de montagem, incluindo as equipes de projeto, análise estrutural, construção e instalação (ferramentaria). As perguntas do questionário, conforme apresentadas no APÊNDICE A, abordaram as principais dimensões utilizadas nos dispositivos que seguem a padronização dos componentes da norma NAAMS, bem como o material mais utilizado na fabricação desses elementos. Também foram elaboradas perguntas específicas para o setor de análise estrutural, tratando a respeito das situações em que há necessidade de realizar uma análise estrutural em um dispositivo, contribuindo para a afirmação feita na justificativa do trabalho.

As dimensões abordadas no questionário se referem às espessuras e aos perfis das peças com dimensões iguais a 20 mm, os parafusos com rosca tipo M8 e os pinos com diâmetro de 8 mm. Os elementos de fixação considerados seguem as especificações de resistência mecânica definidas pela norma NAAMS.

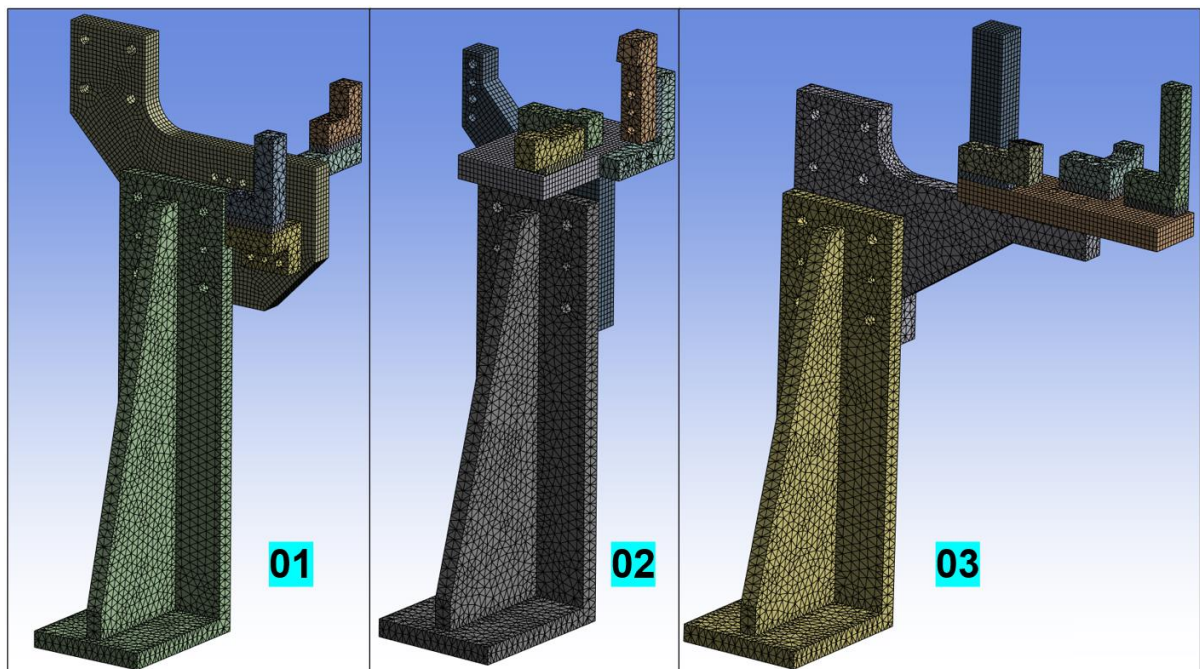
A partir do questionário, foram obtidas duas respostas dos setores de montagem e fabricação de dispositivos, cinco do setor de projeto de dispositivos e uma do setor de análise estrutural. Todos os entrevistados apresentam mais de 10 anos de experiência na área.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Análise estrutural do dispositivo

Os três grupos foram discretizados no *Ansys Student - 2025 R1*, conforme mostrado na Figura 17. Após o término do processo de geração das malhas, foram coletados o número de nós e elementos. O grupo 01 resultou em 115.731 nós e 44.700 elementos; o grupo 02 obteve 107.690 nós e 42.076 elementos; e o grupo 03 ficou com 100.221 nós e 44.996 elementos.

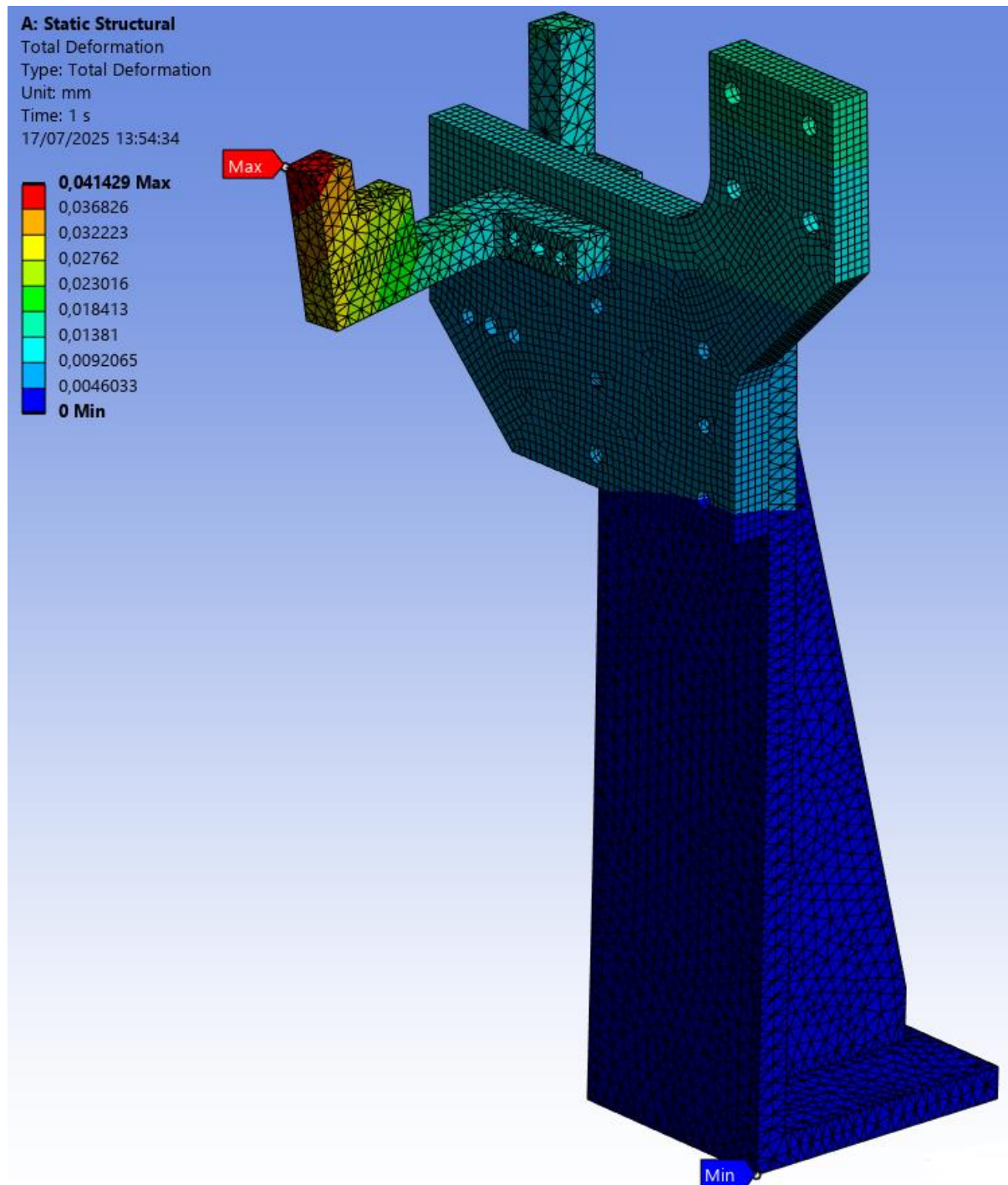
Figura 17 – Malhas dos grupos estudados.



Fonte: Autoria própria, 2025.

Para o estudo dos resultados, será utilizado a escala automática de visualização do *Ansys*. Na análise de deslocamentos do grupo 01 (Figura 18), verifica-se que o maior deslocamento ocorreu em um dos apoios, igual a 0,041 mm.

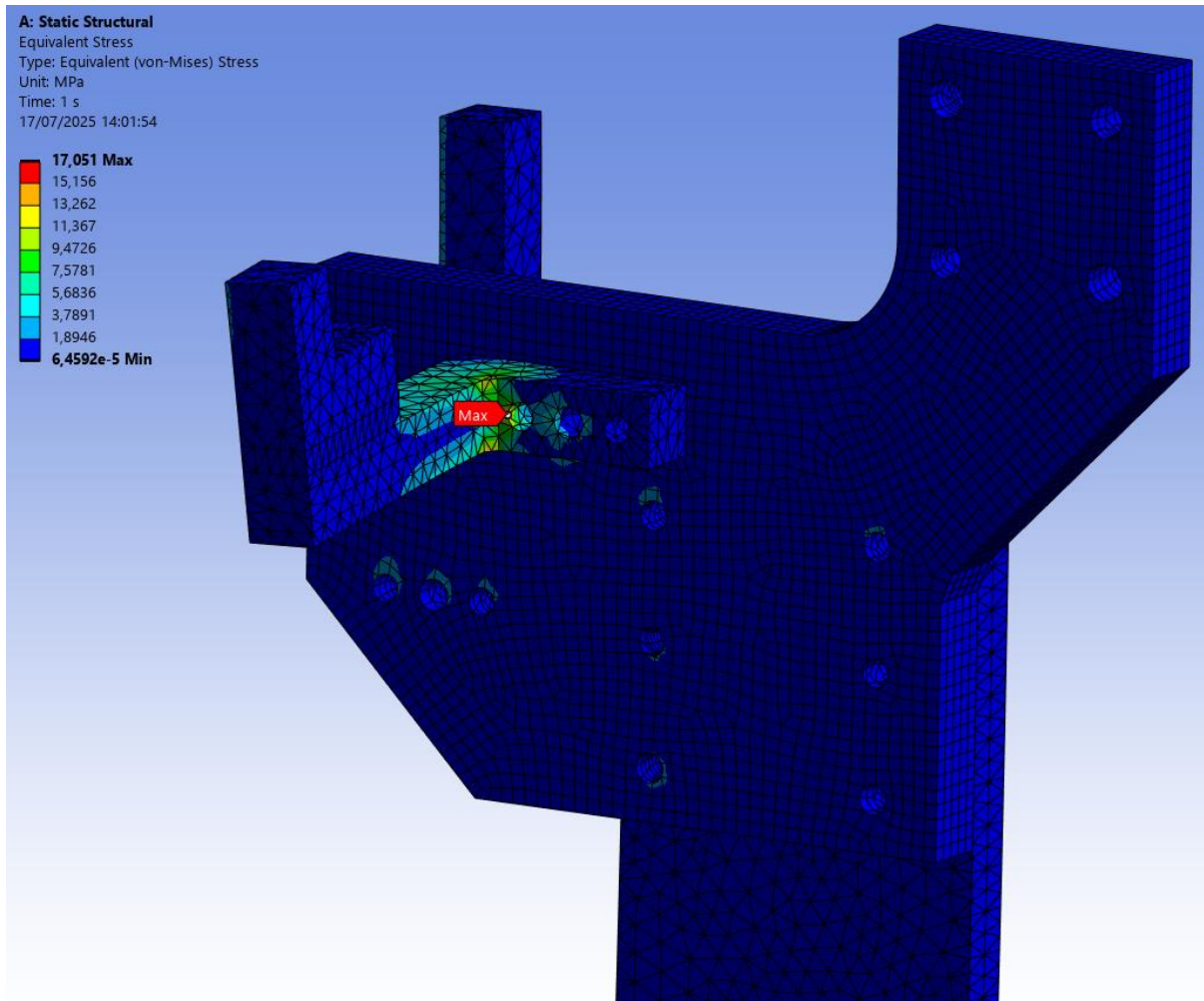
Figura 18 – Análise de deslocamentos do grupo 01.



Fonte: Autoria própria, 2025.

A partir da análise de tensões do grupo 01, segundo o critério de von Mises (Figura 19), pode-se verificar que a maior tensão ocorreu em um dos esquadros, na região de montagem do pino (17,1 MPa). O material desse esquadro corresponde ao *structural steel*.

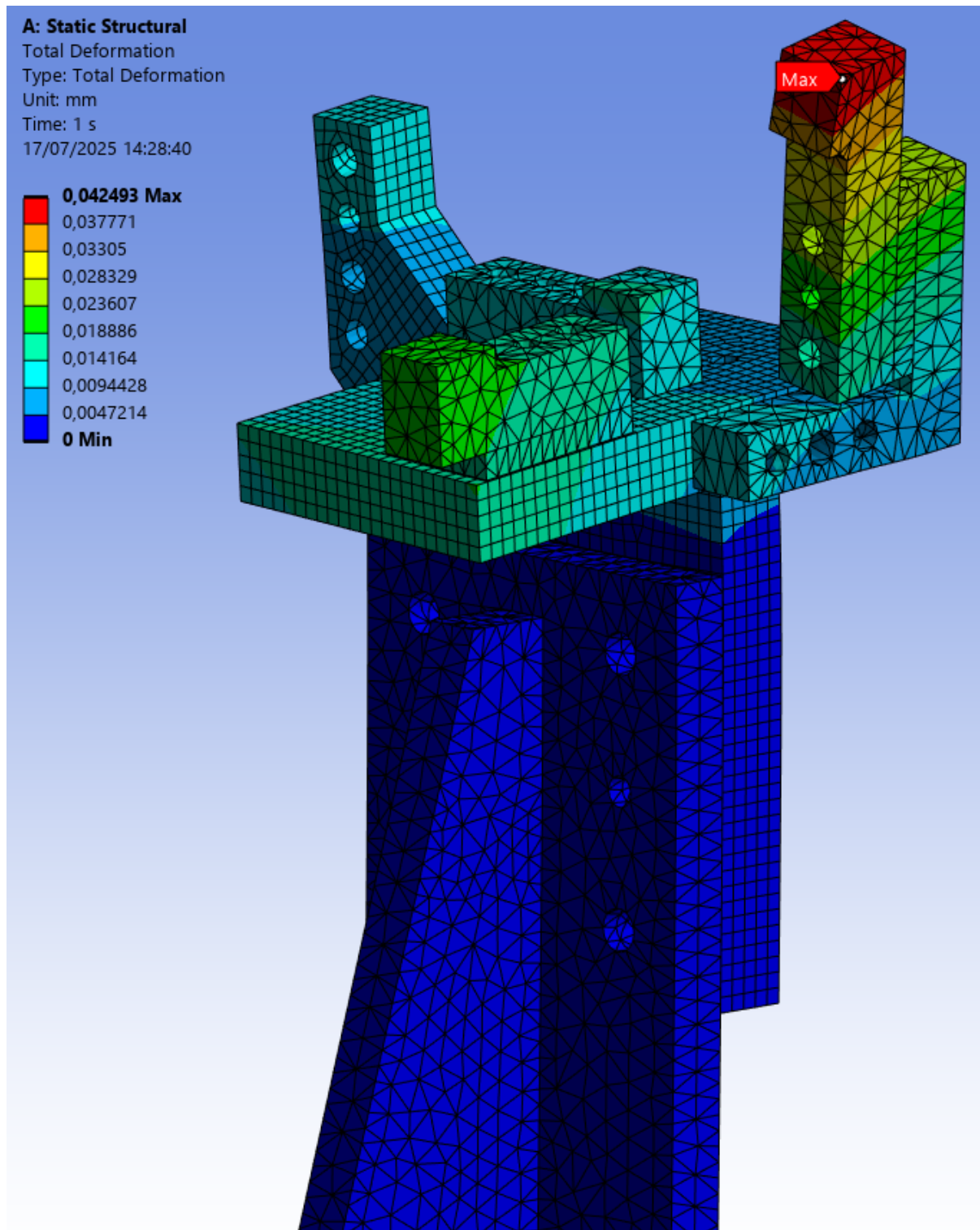
Figura 19 – Análise de tensões do grupo 01 (von Mises).



Fonte: Autoria própria, 2025.

Na análise de deslocamentos do grupo 02 (Figura 20), constata-se que o maior deslocamento também ocorreu em um dos apoios, igual a 0,042 mm.

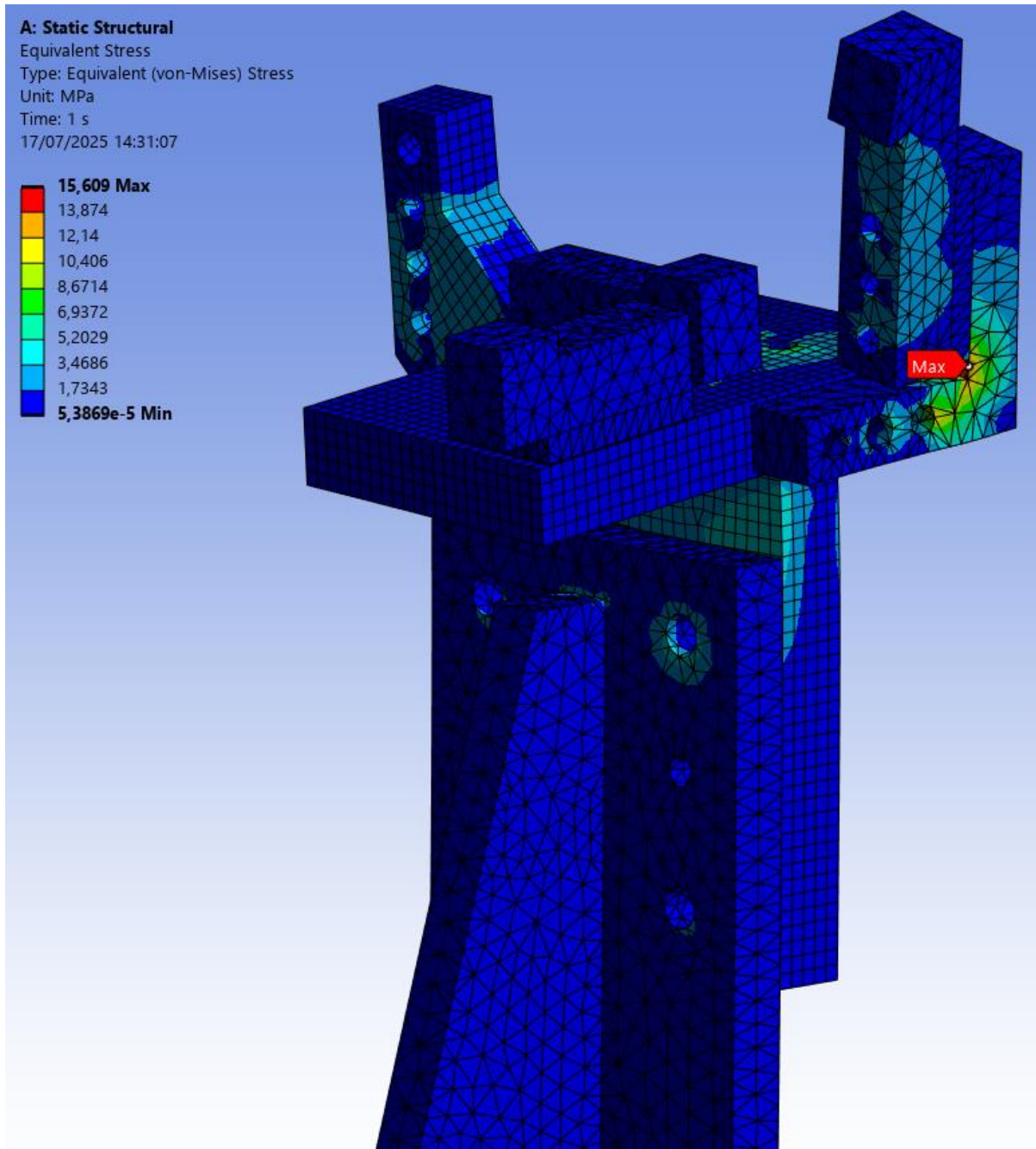
Figura 20 – Análise de deslocamentos do grupo 02.



Fonte: Autoria própria, 2025.

A partir da análise de tensões do grupo 02, segundo o critério de von Mises (Figura 21), pode-se verificar que a maior tensão ocorreu em um dos esquadros, na região próxima à quina da peça (15,6 MPa). O material utilizado nesse esquadro foi o *structural steel*.

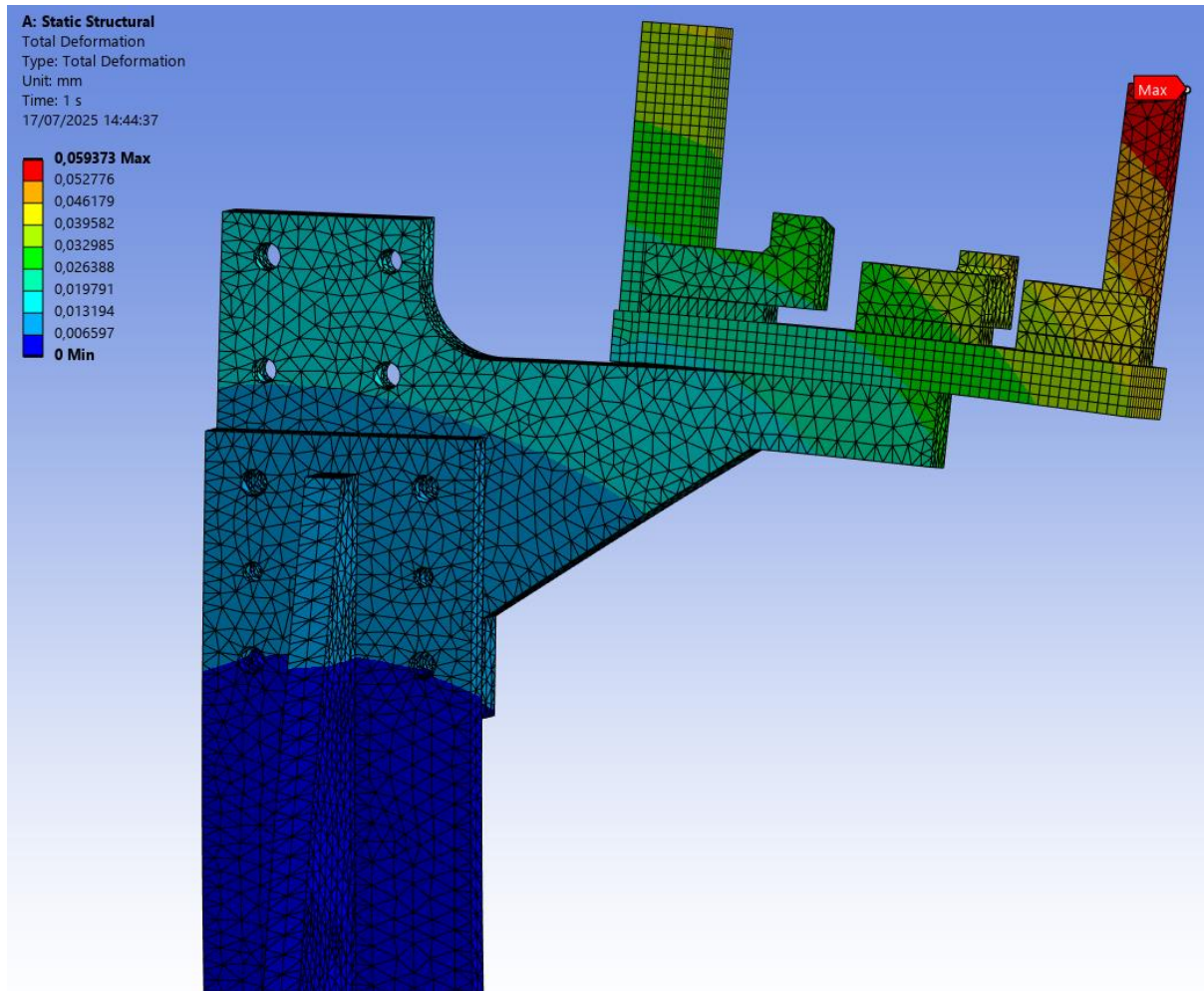
Figura 21 – Análise de tensões do grupo 02 (von Mises).



Fonte: Autoria própria, 2025.

Na análise de deslocamentos do grupo 03 (Figura 22), observa-se que o maior deslocamento ocorreu novamente em um dos apoios, com o valor de 0,059 mm. Especificamente nesse grupo, também foi considerado uma estrutura onde está montada uma guia, cuja função é posicionar corretamente o braço do grampo pneumático durante o fechamento. Essa guia, que também atua como batente, é utilizada apenas nos casos em que se monta um pino de centralização no grampo. Para essa estrutura, foi aplicada a mesma força de 200 N sobre a face superior.

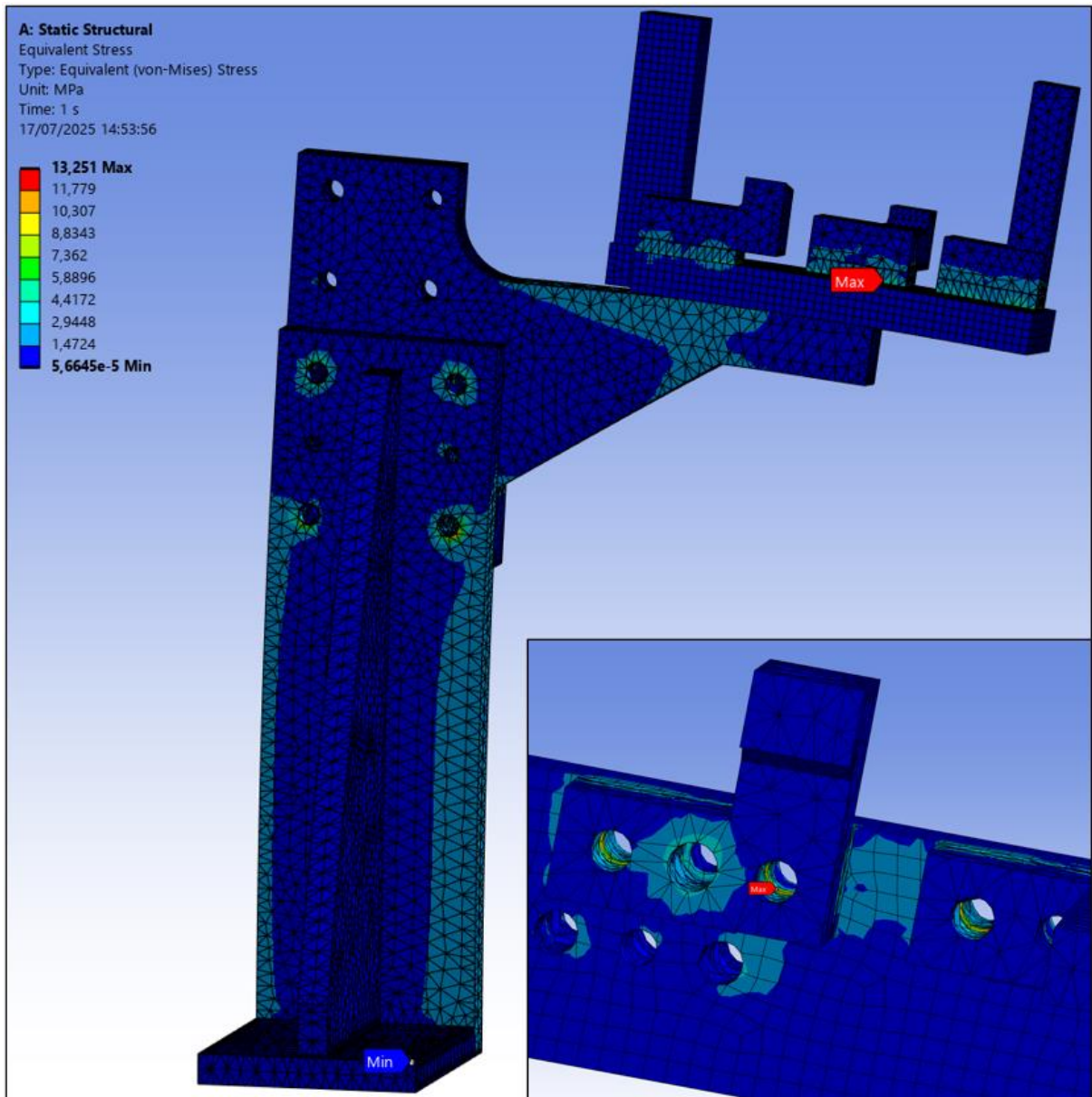
Figura 22 – Análise de deslocamentos do grupo 03.



Fonte: Autoria própria, 2025.

A partir da análise de tensões do grupo 03, segundo o critério de von Mises (Figura 23), pode-se verificar que a maior tensão ocorreu na placa de montagem dos apoios, na aresta de um furo de pino (13,3 MPa). O material utilizado nessa placa foi o *structural steel*.

Figura 23 – Análise de tensões do grupo 03 (von Mises).



Fonte: Autoria própria, 2025.

A maior tensão equivalente encontrada nos grupos foi de 17,1 MPa. Ao calcular o quociente entre o limite de escoamento do material *structural steel* e o maior valor da tensão equivalente, foi encontrado o menor fator de segurança do dispositivo, que corresponde a 14,6. Observando somente as tensões equivalentes, nota-se o superdimensionamento dos grupos do dispositivo.

Ao analisar o maior deslocamento obtido pelos grupos (0,059 mm) em comparação com o valor de deslocamento utilizado no dimensionamento das torres da norma NAAMS (0,13 mm), conforme mostrado na Figura 24, observa-se que o dispositivo analisado, mesmo considerando as situações de sobrecarga, não

apresentou deslocamentos próximos ao utilizado no projeto. Considerando a menor faixa de regulagem dos espaçadores da NAAMS (0,2 mm), conforme apresentado na Figura 25, pode-se verificar, ao calcular o quociente, que o maior deslocamento do dispositivo foi aproximadamente 3,4 vezes menor que a faixa mínima de regulagem para posicionamento dos apoios e pisadores.

Figura 24 – Deslocamento utilizado nas torres NAAMS.

<h2 style="margin: 0;">MAXIMUM RECOMMENDED LOADS</h2>	<p style="font-size: small; margin: 0;">GLOBAL STANDARD COMPONENTS</p> <h1 style="margin: 0;">NAAMS</h1> <p style="font-size: small; margin: 0;">Assembly 08/18/03</p>
<p style="font-size: x-small; margin: 0;">MAXIMUM RECOMMENDED LOAD FOR 0.13 mm (0.005 IN) DEFLECTION OFFSET VALUES (B) AND POINTS OF APPLICATION OF LOAD P ARE DEFINED IN THE FIGURE ON PAGE E2. ALLOWABLE 0.13 mm (0.005 in) DEFLECTIONS ARE MEASURED AT THE POINT OF APPLICATION OF LOAD P, AND DO NOT INCLUDE DEFLECTIONS OF THE BLADE. MAXIMUM RECOMMENDED LOADS ARE BASED ON STEEL WITH A MODULUS OF ELASTICITY OF 207 GPa (30,000,000 PSI). CAST IRON ALLOYS MAY BE USED PROVIDED THEY HAVE A MODULUS OF ELASTICITY OF AT LEAST 165 GPa (24,000,000 PSI).</p>	

Fonte: NAAMS, 2003.

Figura 25 – Faixa de regulagem do espaçador NAAMS.

<h2 style="margin: 0;">METRIC FITTING SPACERS 3-HOLE</h2>	<p style="font-size: x-small; margin: 0;">GLOBAL STANDARD COMPONENTS</p> <h1 style="margin: 0;">NAAMS</h1> <p style="font-size: x-small; margin: 0;">Assembly 02/04/20</p>														
<p style="font-size: x-small; margin: 0;">NOTE: 1.) ETCH DIM A ON EDGE OF SPACER 2.) ALL DIMENSIONS ARE METRIC 3.) BLACK OXIDE FINISH 4.) SURFACES TO BE FLAT AND PARALLEL TO WITHIN 0.015 mm T.I.R. 5.) METRIC TOLERANCES: UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: 1 PLACE ± 0.3 mm 2 PLACE ± 0.03 mm MATERIAL: S.A.E. 1020 HRS SEE PAGE B-1.1 FOR GLOBAL MATERIALS CHART</p>															
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="text-align: left; padding: 2px;">NAAMS CODE</th> <th style="text-align: center; padding: 2px;">A</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="padding: 2px;">ASP330</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">3.00</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">ASP332</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">3.20</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">ASP334</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">3.40</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">ASP336</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">3.60</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">ASP338</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">3.80</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">ASP340</td> <td style="text-align: center; padding: 2px;">4.00</td> </tr> </tbody> </table>	NAAMS CODE	A	ASP330	3.00	ASP332	3.20	ASP334	3.40	ASP336	3.60	ASP338	3.80	ASP340	4.00	
NAAMS CODE	A														
ASP330	3.00														
ASP332	3.20														
ASP334	3.40														
ASP336	3.60														
ASP338	3.80														
ASP340	4.00														

Fonte: NAAMS, 2020.

Os resultados da análise estrutural pelo MEF dos grupos funcionais estão compilados na tabela abaixo:

Tabela 1 – Resultados da análise por MEF.

Grupo	Deslocamento (mm)	Tensão Equivalente (MPa)	Fator de Segurança
01	0,041	17,1	14,6
02	0,042	15,6	16,0
03	0,059	13,3	18,8

Fonte: NAAMS, 2020.

4.2 Questionário para análise comparativa

Ao avaliar as respostas do setor de montagem de dispositivos, o profissional A comentou que o aço carbono é um material que permite uma boa execução de reparos em dispositivos, especialmente em componentes que sofreram desgaste ou precisaram de substituição. Sobre as dimensões dos componentes e dos itens de fixação, os profissionais A e B afirmaram que a padronização facilita a montagem e os reparos dos dispositivos de linha de montagem. O profissional A também destacou que, caso as dimensões dos elementos de fixação fossem menores, isso poderia comprometer o desempenho na montagem dos dispositivos.

Avaliando as respostas do setor de fabricação de dispositivos, os profissionais C e D afirmaram que o material dos componentes e a dimensão padrão de 20 mm agilizam a fabricação das peças, pois a maioria dos componentes utiliza o mesmo material e possuem a mesma espessura final. Com as espessuras de 20 mm, as peças podem ser usinadas mais rapidamente, utilizando inicialmente na produção, processos de corte de perfil automatizados, como o corte a plasma.

Analisando as respostas dos projetistas de dispositivos, as principais informações citadas a respeito do material indicam que o aço carbono é uma liga com boa resistência mecânica, custo acessível e de uso comum na indústria. Sobre as dimensões de espessura e os itens de fixação, os entrevistados apontaram que essa padronização facilita a execução dos projetos e reduz o tempo de desenvolvimento. Os profissionais E, F e G ressaltaram ainda que essas dimensões e elementos de fixação são sempre exigidos pelas montadoras, com base no conhecimento empírico de que, seguindo essas especificações, os dispositivos têm apresentado

funcionamento satisfatório há muitos anos. Os profissionais H e I destacaram que a utilização do aço carbono possibilita projetar componentes soldados sem maiores restrições, devido à boa soldabilidade do material.

Ao avaliar as respostas fornecidas pelo profissional de análise estrutural, foi dito que o uso do aço carbono, devido ao custo acessível, à boa resistência mecânica e à alta soldabilidade, garante que os componentes produzidos apresentem robustez estrutural e viabilidade econômica. E do ponto de vista estrutural, as dimensões de espessura de 20 mm foram consideradas como fundamentais, pois os componentes não podem sofrer grandes deformações durante o uso. Muitos desses dispositivos operam sob cargas repetitivas (embora pouco significativas) e exigem alta precisão de posicionamento. Também foi mencionado que os elementos de fixação, além de possuírem resistência adequada, mantêm uma proporcionalidade geométrica em relação aos demais componentes, considerando a espessura padrão de 20 mm.

Sobre a questão específica dirigida ao setor de análise estrutural, referente à avaliação dos efeitos de inércia apenas na estrutura base do dispositivo, foi informado que esses efeitos se concentram na estrutura principal, pois ela é responsável por suportar as massas totais (dos demais grupos e do produto) e transmitir as acelerações aos outros componentes fixados. Os grupos montados sobre a estrutura principal não influenciam diretamente a dinâmica da operação, porque não possuem atuadores independentes acelerando ou freando cada componente. Assim, a estrutura principal define o comportamento dinâmico do conjunto, concentrando os esforços da análise dinâmica.

Quanto à questão sobre as situações em que há necessidade de realizar uma análise estrutural em um grupo específico do dispositivo, foi informado que tal análise é realizada somente em novos projetos sem histórico técnico, em grupos que precisem ser projetados com materiais menos usuais para funções estruturais ou em situações em que se sabe que o grupo será submetido a uma carga muito elevada, fora do padrão habitual.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho permitiu analisar, primeiramente, por meio de um estudo de caso, os principais fatores que envolvem o projeto, a fabricação e a análise estrutural de um dispositivo típico de uma linha de montagem de carroceria automotiva. Dispositivo esse que, por padrão das montadoras, utiliza diversas referências normativas, como a NAAMS.

A partir dos resultados qualitativos obtidos pelo questionário eletrônico, foi mostrado que os profissionais entrevistados do setor dos dispositivos de linha de montagem automotiva, com ampla experiência na área, reforçam a preferência pelo uso do aço carbono, pela sua resistência, baixo custo, boa soldabilidade e facilidade de construção e manutenção. Além disso, a padronização das dimensões, como a espessura de 20 mm, os pinos de 8 mm e os parafusos M8, foi destacada como essencial para agilizar os projetos, facilitar a montagem e garantir confiabilidade operacional.

Na análise estrutural feita em um dispositivo típico de linha de montagem, os valores quantitativos obtidos demonstraram que o dispositivo analisado está superdimensionado, com fator de segurança elevado e deslocamentos bem abaixo dos limites estabelecidos pela norma NAAMS. Isso comprova que mesmo em situações de sobrecarga, o dispositivo mantém sua estabilidade e precisão, garantindo o correto posicionamento das peças estampadas na linha de montagem.

Apesar do superdimensionamento identificado na análise quantitativa, conclui-se, com base nas diversas vantagens apontadas na análise qualitativa, que a utilização das dimensões padronizadas segundo as normas da NAAMS para as espessuras dos componentes e para os elementos de fixação é adequada e justificada. Porque além de garantir robustez estrutural, essas dimensões favorecem a padronização, a facilidade de fabricação, a manutenção e a confiabilidade operacional dos dispositivos presentes nas linhas de montagem.

Uma sugestão para trabalho futuro seria a análise comparativa entre o MEF e o cálculo analítico estrutural, em um componente industrial ou automotivo, visando avaliar as diferenças nos resultados de tensões equivalentes e deslocamentos.

REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A base da Tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.

AVALLONE, E. A.; BAUMEISTER, T. **Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers**. 10. ed. New York: McGraw-Hill, 1996.

AZEVEDO, Álvaro F. M. **Método dos Elementos Finitos**. 1. Ed. Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003. Disponível em: http://www.alvaroazevedo.com/publications/books/livro_mef_aa_1ed/doc/livro_mef_aa.pdf. Acesso em: 16 jul. 2025.

BARROS, Marcelo Ramos de Albuquerque. **Estudo da automação de células de manufatura para montagens e soldagem industrial de carrocerias automotivas**. 2006. 146 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

BHAVIKATTI, S. S. **Finite Element Analysis**. New Delhi: New Age International (P) Limited, Publishers, 2005.

CALLISTER, W. D.; RETHWISCH, D. G. **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**. 9. ed. LTC: Rio de Janeiro, 2016.

CHANDRUPATLA, Tirupathi R; BELEGUNDU, Ashok D. **Elementos Finitos**. 4. ed. São Paulo: Pearson Education, 2014.

COSTA, A. L. M. Contribuição para o ensino do Critério de Escoamento de von Mises. **Revista de Ensino de Engenharia**, v. 41, p. 433-445, 2022.

COSTA, Lucas Pires da. **Metodologia de análise e otimização de absorvedores de energia em automóveis**. 2020. 116 f. Dissertação (Mestrado em Ciências) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2020.

GROOVER, Mikell P. **Automação Industrial e Sistemas de Manufatura**. 3. ed. São Paulo: Pearson Education, 2011.

HIBBELER, Russell Charles. **Estática: Mecânica para Engenharia**. 14. ed. São Paulo: Pearson Education, 2017.

HIBBELER, Russell Charles. **Resistência dos materiais**. 10. ed. São Paulo: Pearson Education, 2018.

KASSIMALI, Aslam. **Análise Estrutural**. 5. ed. São Paulo: Cengage Learning, 2015.

NETO, José Higino Soares. **Aplicação de programação linear e simulação de eventos discretos para o problema de balanceamento de linhas de montagem de larga escala**. 2017. 93 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Processos) – Universidade Federal do Pará, Belém, 2017.

NIEMANN, Gustav. **Elementos de máquinas: Volume I**. 1. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1971.

OLIVEIRA, Fernando César Gama. **Contribuição ao desenvolvimento de uma estrutura veicular tipo spaceframe usando o método dos elementos finitos e métodos heurísticos de otimização numérica**. 2007. 157 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2007.

OWEN, Steven J. **A survey of unstructured mesh generation technology**. IMR, v. 239, n. 267, p. 15, 1998.

PEREIRA, Celso. **Mecânica dos materiais avançada**. 1. ed. Rio de Janeiro: Interciência, 2014.

RIGHETTO, Jefferson. **Construção funcional: uma abordagem do desenvolvimento de componentes individuais da carroceria, com foco no veículo completo, integrando o produto, o processo e a manufatura**. 2005. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) – Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.

SANTOS, Marcus Vinícius Cunha dos. **Análise de fadiga em dutos danificados**. 2015. 57 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

SHAMES, Irving H. **Estática: Mecânica para Engenharia**. 4. ed. São Paulo: Pearson Education, 2002.

SORIANO, Humberto Lima. **Elementos Finitos: Formação e Aplicação na Estática e Dinâmica das Estruturas**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna, 2009.

SOUZA, Remo Magalhães de. **O método dos elementos finitos aplicado ao problema de condução de calor**. Apostila, Universidade Federal do Pará, Belém, 2003.

SUNAR, Özgün. **Ansys contact types and explanations**, 07 mar. 2021. Disponível em: <https://www.mechead.com/contact-types-and-behaviours-in-ansys/>. Acesso em: 16 jul. 2025.

United States Council for Automotive Research. **NAAMS Global Standard Components**. Disponível em: <https://www.naamsstandards.org/>. Acesso em: 16 jul. 2025.

WALTER, Ernesto Guilherme. Sobre o Módulo de Young. **Sociedade Brasileira de História e Ciência**, [S. l.], n. 6, p. 45–58, 1991.

WENBO, Cui *et al.* Design and research of pneumatic fixture based on automotive sheet metal parts. **IOP Conference Series: Materials Science and Engineering**, v. 439, n. 4, p. 042026, 2018.

APÊNDICE A – QUESTIONÁRIO PARA OS PROFISSIONAIS DO RAMO DE LINHA DE MONTAGEM PARA CARROCERIAS AUTOMOTIVAS

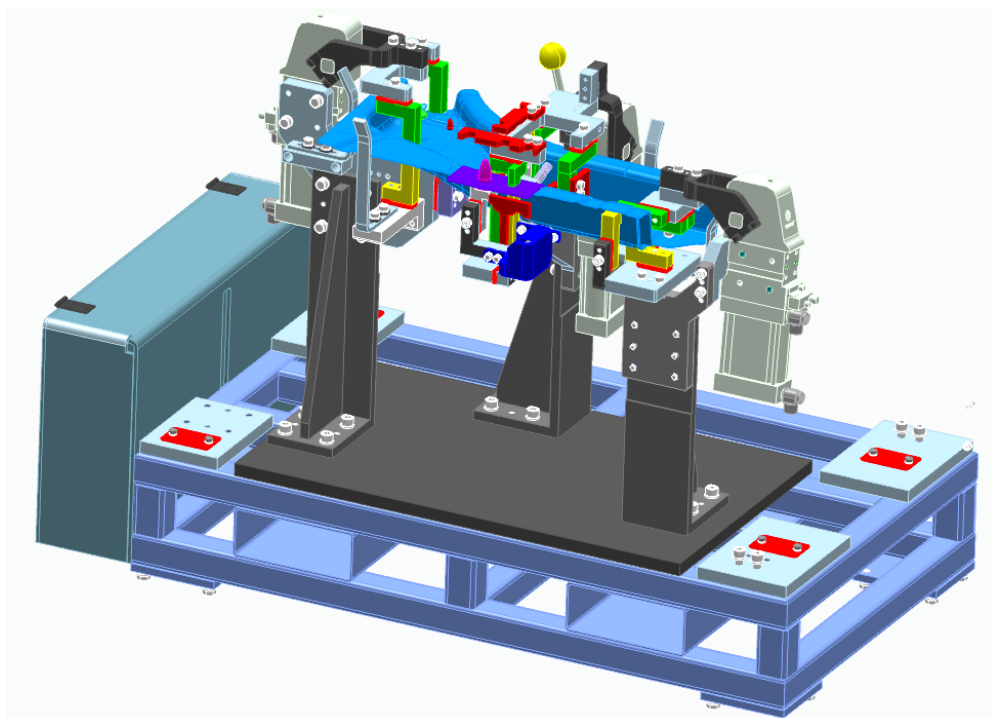
Saudações,

Meu nome é Danilo Pinheiro e sou estudante do curso de Engenharia Mecânica do IFMG - Campus Betim. Estou realizando uma pesquisa para a elaboração do meu trabalho final (monografia), cujo tema é a análise das dimensões de um dispositivo para montagem de carroceria de automóveis.

O objetivo deste questionário é obter informações qualitativas com profissionais da área, a fim de complementar a análise estrutural feita no trabalho por *software*.

1. Qual o seu nome (Não obrigatório)?
2. Qual setor você trabalha ou já trabalhou relacionado a dispositivos de linha de montagem?
3. Qual o tempo de atuação na área (anos)?

Dispositivo analisado na monografia:



Esse dispositivo em particular serve para a aplicação de pontos de solda manual em uma longarina, possui grupos com funções de bloqueio e centralização por pinos, e foi projetado utilizando componentes padronizados da NAAMS.

Sobre esse dispositivo e outros similares, utilizados em linhas de montagem de peças estampadas para carroceria de automóveis, responda as questões em sequência, de maneira objetiva.

4. Sobre esse dispositivo e similares, levando em consideração a sua área de atuação, o que justificaria a utilização do aço carbono como principal material de fabricação dos componentes? Quais são as vantagens da sua aplicação nesse tipo de projeto?

5. Sobre esse dispositivo e similares, os componentes presentes, como placas base, esquadros, apoios e pisadores, utilizam as dimensões baseadas na norma NAAMS (perfil 20x20 mm ou espessura de 20 mm). Levando em consideração a sua área de atuação, você considera essas dimensões adequadas? Essas dimensões se justificam por algo particular? Caso tenha, quais são as vantagens de utilizar esses valores?

6. Sobre esse dispositivo e similares, os elementos de fixação utilizados também possuem dimensões baseadas na norma NAAMS, como os parafusos M8 com classe de resistência 8.8. Levando em consideração a sua área de atuação, você considera essas 2 dimensões para os parafusos adequadas? Essas dimensões se justificam por algo particular? Caso tenha, quais são as vantagens de utilizar esses valores para os parafusos?

7. Sobre esse dispositivo e similares, outro elemento de fixação utilizado é o pino guia, que segundo a norma NAAMS, possui geralmente o diâmetro de 6 mm. Levando em consideração a sua área de atuação, você considera essa dimensão para pinos guias adequada? Essa dimensão se justifica por algo particular? Caso tenha, quais são as vantagens de utilizar esse valor para os pinos guias?

8. (PERGUNTA EXCLUSIVA PARA O SETOR DE ANÁLISE ESTRUTURAL) Sobre dispositivos para linha de montagem de carroceria que se movimentam, como *grippers* ou mesas giratórias, por que, geralmente, os efeitos de inércia são avaliados somente para a estrutura principal do dispositivo (onde são montados os demais grupos)?

9. (PERGUNTA EXCLUSIVA PARA O SETOR DE ANÁLISE ESTRUTURAL) Em que situações há a necessidade de realizar uma análise estrutural em um determinado grupo de dispositivo? Quais critérios são considerados nessa decisão?