



Relatório
Estágio Curricular Supervisionado

CÁLCULO DE JUNTAS PARAFUSADAS
SEGUNDO A NORMA VDI 2230

Marcelo Carpenedo

Engenharia Mecânica

Horizontina – RS
2008

MARCELO CARPENEDO

**CÁLCULO DE JUNTAS PARAFUSADAS
SEGUNDO A NORMA VDI2230**

Orientador: Miguel Neves Camargo, Dr.

FACULDADE HORIZONTINA – FAHOR
ENGENHARIA MECÂNICA

A comissão examinadora, abaixo assinada,
aprova o relatório de estágio supervisionado

**CÁLCULO DE JUNTAS PARAFUSADAS
SEGUNDO A NORMA VDI 2230**

elaborado por
MARCELO CARPENEDO

COMISSÃO EXAMINADORA:

Miguel Neves Camargo, Dr.
Orientador – FAHOR

José Antonio Sala, M.
FAHOR

Vanderlei Eckhardt, M.
FAHOR

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha família, que em primeiro lugar me deu condições de poder estudar e que nunca mediu esforços nem sacrifícios para que esse bem tão precioso, que é o conhecimento, pudesse fazer parte de minha vida e soube conviver e entender minhas ausências em alguns momentos desta caminhada, me apoiando e me orientando sempre, me ensinando que sem sacrifícios as conquistas se tornam menos saborosas.

AGRADECIMENTO

Ao subir mais este degrau de minha vida, agradeço a Deus por tornar esse momento possível, aos meus pais, que sempre me apoiaram e que durante este período se privaram de muitas coisas para dar outras a mim, outras que eles não tiveram a sorte de ter, fazendo com que esse sonho se tornasse realidade, sendo que sem a ajuda e apoio deles, jamais teria chegado até aqui. Agradeço também à Máquinas Agrícolas Jacto S.A. por ter me dado esta oportunidade ímpar de experiência e aprendizado. Agradeço a todos os profissionais, e acima de tudo, amigos, que contribuíram de alguma forma na minha busca por conhecimento, me orientando e aconselhando durante todo esse período. Muito obrigado.

EPÍGRAFE

"É melhor tentar e falhar, que preocupar-se e ver a vida passar; é melhor tentar, ainda que em vão, que sentar-se fazendo nada até o final. Eu prefiro na chuva caminhar, que em dias tristes em casa me esconder. Prefiro ser feliz, embora louco, que em conformidade viver..."

Martin Luther King

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo auxiliar no entendimento do método de cálculo de juntas parafusadas proposto pela norma alemã VDI 2230 PARTE 1. Há muitos métodos de cálculo de juntas parafusadas, explicados por vários autores, porém o que diferencia o método da VDI para os demais é a consideração de que, em uma junta rigidamente parafusada, os elementos devem estar fixados de tal forma que não ocorra o movimento relativo entre eles, evitando que o parafuso possa ser solicitado por esforços combinados, o que resultaria na redução de sua resistência mecânica. Tomando como base o presente método, um programa de cálculo foi desenvolvido para facilitar e agilizar o projeto de juntas fixadas por parafusos.

Palavras chave:

parafuso – dimensionamento de juntas parafusadas - programa

ABSTRACT

The present article has the objective to auxiliary the understanding of the calculation method of the purposed bolted joints by the German standard VDI 2230 PART 1. There are many methods to calculate bolted joints, explained by several authors, but what differentiate the VDI method to the others is the consideration that, strictly bolted joint the elements must to be fixed to guarantee that no relative movement occurs elative movement between parts, avoiding that the bolt can be requested by combined loads, resulting in reduction of their mechanic resistance. Taking as base the present method, a program of calculation was developed to facilitate and agility the project of bolted joints.

Key words:

bolt – bolted joints dimensionment - program

LISTA DE SÍMBOLOS

- α = distância do ponto de aplicação da força F_A ao centro de giração da peça;
 A_D = área de interface das peças fixadas menos a área do furo da peça;
 A_{d_s} = área do menor diâmetro da rosca do parafuso;
 A_p = área de apoio da cabeça do parafuso, da porca ou da arruela;
 A_s = área de tensão da seção transversal na rosca do parafuso;
 b = largura da área de interface das peças fixadas;
 C_T = comprimento da área da interface das peças fixadas;
 C_s = coeficiente de segurança do parafuso;
 d = diâmetro nominal
 D_A = diâmetro da base do cone de deformação;
 d_n = diâmetro do furo da peça fixada;
 D_{km} = diâmetro de atrito na área de apoio da cabeça do parafuso;
 d_w = diâmetro externo de apoio da cabeça do parafuso, porca ou arruela;
 d_2 = diâmetro de flanco ou diâmetro médio do parafuso;
 d_3 = diâmetro menor da rosca;
 E_p = módulo de elasticidade das partes fixadas;
 E_s = módulo de elasticidade do parafuso;
 F_A = força axial atuante no parafuso paralela ao eixo do parafuso;
 F_R = carga residual de fixação;
 $F_{M_{m\acute{a}x}}$ = força de fixação máxima a que o parafuso resiste;
 $F_{M_{m\acute{a}x} \text{ req}}$ = força de fixação máxima requerida pela junta para manter a união;
 F_Q = força transversal paralela à face das placas fixadas, atuante no parafuso;
 F_{SA} = parte da força F_A que é absorvida pelo parafuso;

f_z = grandeza adimensional resultante da deformação plástica resultante da acomodação das placas

F_z = quantidade da força de pré-carga que é perdida devido à acomodação das peças;

I_{BT} = momento de inércia da área de interface das peças fixadas;

I_{Bers} = momento de inércia equivalente da parte da placa referente ao cone de deformação;

I_{Bers} = momento de inércia equivalente da parte da placa referente ao cone de deformação menos o momento de inércia do furo da peça;

l_{ers} = comprimento substitucional de um parafuso com rosca sobre todo o seu comprimento, tendo a mesma resiliência elástica do parafuso substituído;

l_G = comprimento da parte engajada da rosca;

l_v = altura do cone de deformação;

l_h = altura da placa situada abaixo do cone de deformação;

l_k = comprimento do parafuso que está entre as faces de contato entre as peças fixadas e a cabeça e a porca do parafuso;

l_1 = comprimento do parafuso que não possui rosca;

M_A = torque nominal do parafuso;

$M_{A_{m\acute{a}x}}$ = torque máximo a que o parafuso pode ser submetido sem que ocorra a falha do mesmo;

$M_{A_{m\acute{i}n}}$ = torque mínimo a que o parafuso deve ser submetido para garantir a função de fixação;

n = plano relativo ao comprimento l_k em que a força axial F_A é aplicada;

R_5 = raio da raiz da rosca;

$R_{p0,2}$ = tensão de escoamento do material do parafuso;

S_k = distância do ponto de atuação da força residual de fixação ao centro de rotação da peça;

ΔT = tolerância ($\pm$) do equipamento de aperto;

u = distância da extremidade da peça em que irá ocorrer a abertura ao centro de rotação da peça;

v = distância da extremidade oposta à u ao centro de rotação da peça;

α = fator de aperto da junta;

δ_s = resiliência elástica do parafuso;

δ_p = resiliência elástica das partes fixadas;

δ_{GM} = resiliência do núcleo da parte engajada da rosca mais o deslocamento axial da porca em relação ao parafuso devido à deformação elástica dos filetes da rosca;

δ_k = resiliência da cabeça do parafuso;

δ_1 = resiliência da parte sem rosca do parafuso;

δ_R = resiliência da parte com rosca do parafuso;

μ_G = coeficiente de atrito atuante na rosca;

μ_K = coeficiente de atrito atuante na face de contato entre a cabeça do parafuso e a peça;

μ_{TR} = coeficiente de atrito na face de contato entre as peças fixadas;

v = faixa de deformação a que o parafuso é submetido durante o aperto;

Φ = fator de carga;

Φ_n = fator de carga levando em consideração o plano de aplicação da força axial F_A .

SUMÁRIO

INTRODUÇÃO	14
1 HISTÓRICO DA JACTO.....	17
2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	18
3 OBJETIVOS DO PROGRAMA DE CÁLCULO	20
4 CONCEITUAÇÃO DE JUNTAS PARAFUSADAS	21
5 MÉTODO DE CÁLCULO	28
5.1 NORMA VDI 2230	28
5.2 JUNTAS RIGIDAMENTE PARAFUSADAS	32
6 CARREGAMENTOS ATUANTES NA JUNTA	35
6.1 CARREGAMENTO CISALHANTE.....	35
6.2 CARREGAMENTO AXIAL CONCÊNTRICO.....	37
6.3 CARREGAMENTO AXIAL EXCÊNTRICO.....	41
7 - DIMENSIONAMENTO.....	43
7.1 SELEÇÃO DO PARAFUSO	43
7.2 PRESSÃO ESPECÍFICA DA JUNTA	47
7.3 PRÉ-CARGA DE FIXAÇÃO	48
7.4 FATOR DE CARGA.....	52
7.5 RESILIÊNCIA DA JUNTA	58
7.5.1 Resiliência do Parafuso	58
7.5.2 Resiliência das Partes Fixadas	61
7.6 PERDA DE PRÉ-CARGA.....	61
7.7 FATOR DE APERTO.....	63
7.8 MÉTODOS DE APERTO	64
7.8.1 Chave de Impacto.....	65
7.8.2 Parafusadeira Pneumática.....	65
7.8.3 Torquímetro	65
7.8.4 Torque por Escoamento Plástico	66
7.8.5 Torque por Tensão Hidráulica.....	66
7.9 FORÇA DE FIXAÇÃO	67
7.10 RESISTÊNCIA À FADIGA.....	73

7.11 VERIFICAÇÃO DA PRESSÃO ESPECÍFICA	76
7.12 COEFICIENTE DE SEGURANÇA	76
8 VERIFICAÇÕES DE JUNTAS PARAFUSADAS.....	77
9 PROGRAMA DE CÁLCULO	78
CONCLUSÃO	80
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	82
APÊNDICE A – PLANO DE ESTÁGIO.....	84
ANEXOS	86

INTRODUÇÃO

A elaboração do programa de cálculo iniciou-se com a necessidade da empresa Máquinas Agrícolas Jacto S.A. de implantar uma ferramenta de cálculo que oferecesse agilidade no processo de dimensionamento de juntas parafusadas para seus projetos, bem como a verificação de juntas já existentes. O método anteriormente adotado para o dimensionamento de parafusos, apesar de demonstrar resultados válidos, não era suficientemente preciso, sendo que levava em consideração uma pequena quantidade de variáveis para o tratamento de juntas.

Com o conhecimento da norma VDI 2230, a empresa percebeu a solidez do método e decidiu investir no material, o qual consiste em um manual de dimensionamento de juntas parafusadas utilizado mundialmente e tido como referência, no que tange o assunto juntas parafusadas.

A norma trata das principais situações de juntas parafusadas, sendo que há uma faixa de validade para a aplicação da mesma, a qual é abordada neste trabalho.

O programa de cálculo foi desenvolvido de acordo com as necessidades da empresa, não extrapolando esse limite.

Primeiramente foi realizado um estudo da norma e todo seu procedimento de cálculo, identificação dos casos aplicáveis à empresa e posteriormente iniciou-se o projeto do programa. Após o término da ferramenta de cálculo e todo o processo de validação, iniciou-se a etapa de verificação das juntas parafusadas, consideradas críticas, de um produto fornecido pela empresa, cujos resultados foram apresentados para a direção, a qual irá definir as atitudes a serem tomadas para possível melhoria das juntas estudadas.

Em qualquer projeto de máquinas ou equipamentos é de fundamental importância considerar o fato de que em algum período durante a utilização do

equipamento haverá a necessidade de se realizar uma manutenção nos componentes desse sistema. Para isso, além da necessidade de um profissional especializado, é de extrema importância que esse equipamento ofereça condições para que a sua manutenção seja realizada de forma rápida, ou seja, todos os componentes que constituem o equipamento devem ser projetados de forma que possibilitem ao mantenedor realizar seu trabalho com o menor tempo possível.

Isso implica na acessibilidade às partes que sofrerão manutenção e também na intercambiabilidade dos componentes.

Os parafusos, devido à sua facilidade e praticidade de montagem e desmontagem, permitem que as partes fixadas por ele possam ser desmontadas e montadas com rapidez relativamente alta, em comparação a outros elementos de fixação que possuem segurança e resistência equivalentes.

Esse fato é a justificativa principal para a grande utilização dos parafusos em projetos.

Passando pela praticidade desses elementos de fixação, a devida atenção deve ser dada em projetos para situações onde as partes fixadas por uniões parafusadas são consideradas críticas, seja pela segurança que estarão passando ao operador do sistema ou pela própria funcionalidade desse sistema.

A empresa Jacto utiliza parafusos em praticamente toda sua linha de produtos. Algumas aplicações não passam de simples requisitos de união, não havendo necessidade de dimensionamento do torque e do tipo de parafuso que seria necessário para determinada junta, cabendo ao projetista determinar a bitola a ser usada.

Há casos em que o dimensionamento é necessário devido à criticidade da junta que está sendo analisada. Um exemplo são os parafusos que fixam a roda no cubo de roda do equipamento. Nessa junta há vários fatores críticos que fazem o seu dimensionamento necessário, fatores estes que são a funcionalidade e segurança do equipamento.

Um correto dimensionamento desta junta impede que a mesma venha a falhar em caso de um pico de carga sobre os parafusos, bem como o auto desaperto da mesma, devido principalmente às forças axiais que atuam sobre ela e também às vibrações que ocorrem durante a utilização do produto.

Para essas situações um método eficiente de dimensionamento se torna indispensável, pois além de garantir que todos os requisitos de projeto referentes

aos elementos de fixação roscados sejam atendidos, impede que se faça um superdimensionamento da junta, o que acarretaria em um peso excessivo no sistema bem como um aumento do custo do produto. É evidente que em alguns casos o superdimensionamento faz-se necessário para suprir requisitos principalmente de segurança, e nesses casos cabe ao projetista determinar o fator de segurança que satisfaça o requisito.

Há vários autores que relatam métodos de cálculo para juntas parafusadas, alguns com uma abordagem didática e outros com certa complexidade, porém não há registros de estudos de ferramentas de cálculo, programas que auxiliem na agilidade e precisão de cálculos de dimensionamento. Algumas empresas fornecem esses serviços, porém cobram por ele. A Jacto não possui uma ferramenta para esse tipo de cálculo, o que se tem feito são verificações das juntas já projetadas por meio de cálculos manuais, que demandam uma quantidade de tempo relativamente alta para sua execução. A necessidade de uma ferramenta para esse tipo de cálculo mostra-se cada vez mais freqüente devido à necessidade de se padronizar e otimizar o tempo de projeto de um equipamento.

Como citado anteriormente, vários autores apresentam métodos diferenciados de cálculo, propondo diversas formas de se chegar ao resultado final que é o tamanho adequado do parafuso a ser utilizado e o valor do torque a ser aplicado no mesmo. Porém a proposta da VDI vem a ser uma referência para todos os métodos anteriores, tendo como base inúmeros estudos sobre junções parafusadas e abrangendo um número relativamente superior de variáveis, o que vem a comprovar a acuracidade dos resultados.

Até o presente momento todas as juntas utilizadas na Jacto foram calculadas segundo o método proposto por SHIGLEY, podendo ser considerado um método confiável. Com a adoção da VDI e a utilização da ferramenta de cálculo, o processo de dimensionamento e verificação de juntas vem a se tornar mais preciso e rápido.

1 HISTÓRICO DA JACTO

A empresa Máquinas Agrícolas Jacto começou a tomar forma no ano de 1948, quando um imigrante japonês chamado Shunji Nishimura se instalou na cidade de Pompéia, a 494 km da capital, São Paulo.

No início o senhor Nishimura possuía uma pequena oficina mecânica, onde colocou em frente ao estabelecimento uma placa que dizia: “Consertamos Qualquer coisa”.

Com o passar do tempo e o espírito empreendedor, Shunji observou a dificuldade que os agricultores tinham em tratar as pragas que atacavam suas plantações, foi então que resolveu fabricar uma polvilhadeira manual, baseada em uma máquina de fabricação americana que era comercializada naquela época, porém com um preço elevado.

Um dos grandes diferenciais do produto fornecido era a assistência técnica fornecida pelo senhor Nishimura, que já naquela época qualquer equipamento que apresentasse defeito era consertado ou mesmo substituído, tornando-se um dos princípios da empresa a assistência ao cliente. O espírito inovador fez a empresa se desenvolver, e em função da necessidade de equipamentos que suprissem a necessidade de mecanizar grandes culturas, a empresa lança a primeira colheitadeira de café do mundo.

A linha de produtos ficou mais ampla, bem como a tecnologia utilizada. Um dos maiores passos dados pela empresa foi o lançamento do primeiro pulverizador automotriz, o Uiport 2000. Posteriormente vieram derivações, mas sofisticadas e de maior porte.

A empresa não mantém somente seu mercado focado no ramo agrícola, possuindo outras unidades de negócio, nas quais são fabricados veículos elétricos, equipamentos para limpeza a jato-compressão, fábrica de rotomoldados e injetados e também equipamentos para tratamento de efluentes.

Atualmente a empresa está se internacionalizando, com a inauguração de uma fábrica de pulverizadores costais na Tailândia.

2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

A elaboração do programa para o cálculo de juntas parafusadas teve como justificativa a necessidade da empresa em tornar o processo de dimensionamento de junta mais ágil e preciso.

A sequência de cálculos que está contida no programa segue a norma VDI 2230.

Algumas informações, como os coeficientes de atrito são características de cada interface, em função do processo de fabricação utilizado, do acabamento superficial do material, e ainda considerando que alguns componentes de ferro fundido são fabricados pela própria Jacto, foram realizados testes com todos os materiais usados pela empresa, e que sejam suscetíveis ao método da VDI, para que fossem encontrados os coeficientes de atrito correspondentes. Pelo fato de essas informações serem características relevantes para a engenharia da empresa, as mesmas não podem ser publicadas.

O programa desenvolvido foi idealizado no software Excel, da Microsoft. Tem por característica possibilitar ao usuário selecionar todas as informações necessárias para o cálculo em apenas alguns comandos, como caixas de seleção de informações, e inserindo algumas informações referentes às dimensões da junta a ser estudada, não necessitando pesquisar informações em bancos de dados externos.

Como algumas informações não podem ser cruzadas, o programa impede que, por exemplo, seja selecionado um parafuso em polegada com rosca métrica 12 (M12). O direcionamento dos valores a serem selecionados é feita automaticamente, ou seja, quando é selecionada a opção de parafuso métrico, automaticamente será disponibilizado somente a seleção de roscas métricas, assim como quando selecionado o parafuso do tipo polegada, somente será habilitada a seleção de roscas em polegada.

Há algumas informações que podem ser alteradas no banco de dados do programa, as quais possuem um caminho indicado na tela principal.

Os resultados são apresentados em uma tela posterior, onde são apresentadas informações referentes ao torque que deve ser aplicado na porca, indicando também informações que dizem respeito à resistência do parafuso ao carregamento externo, à fadiga e a resistência à compressão das partes fixadas.

A ferramenta possibilita o cálculo de todas as possíveis situações de carregamentos, porém antes da entrada das informações deve ser feita uma simplificação caso a junta a ser estudada seja multiparafusada.

Além do dimensionamento, pode ser feita também a verificação de juntas já existentes, sendo que o resultado indicará se o conjunto está apto para suportar as cargas externas.

3 OBJETIVOS DO PROGRAMA DE CÁLCULO

Para solucionar o problema do tempo gasto para a realização dos cálculos, havia a necessidade de se desenvolver uma ferramenta que pudesse realizar toda a parte onerosa do processo de cálculo, que é justamente o levantamento das informações, bem como a verificação do parafuso selecionado.

O programa tem como objetivo reduzir ao máximo o tempo gasto com os cálculos, necessitando que o usuário insira apenas informações que são variáveis nas juntas, como por exemplo, o tipo de parafuso que está sendo utilizado, sua classe de resistência, o método de aperto, as forças que estão atuando sobre a junta, dimensões da junta e características do conjunto que são parâmetros para seleção dos coeficientes de atrito.

Todas as informações referentes aos dados que o próprio programa seleciona estão contidas em um banco de dados, o qual foi baseado nas normas internacionais de parafusos, que são a ISO e a SAE, e os coeficientes de atrito foram obtidos com testes realizados com os próprios componentes utilizados na empresa, fornecendo informações características da empresa.

4 CONCEITUAÇÃO DE JUNTAS PARAFUSADAS

O parafuso é um dos elementos de fixação mais antigos que se tem notícia. Desde sua invenção, que se deu por volta do ano 400 AC pelo então matemático grego Archytas de Tarebtum (428 – 350 AC), são inúmeros os relatos de utilizações de mecanismos semelhantes a parafusos, os quais foram utilizados para os mais diversos fins. Talvez uma das mais famosas utilizações foi feita por Arquimedes, onde utilizou um artifício em forma de parafuso, uma rosca helicoidal, para transportar água de um reservatório até determinada altura, despejando-a em um recipiente. Leonardo Da Vinci, em seus cadernos, havia projetado diversas máquinas para fabricar parafusos, entretanto a primeira máquina definitiva para a fabricação de parafusos data do ano de 1568, feita pelo matemático francês Jacques Besson.

A evolução do parafuso se deu de forma espantosa devido ao fato de ser um elemento de fixação eficiente, prático e relativamente barato.

Sua evolução se deu tanto em diversidade quanto em qualidade. Novos materiais foram aplicados, novos processos de fabricação foram utilizados. Atualmente os parafusos são um dos componentes de maior diversidade no mercado, justificada pela necessidade de sua utilização em praticamente todos os projetos de máquinas e equipamentos, atuando em junções desmontáveis, obstrução de orifícios, ajustes de folgas e compensação de desgastes, obtenção de deslocamentos, tanto de precisão como de potência, entre muitas outras.

A utilização mais comum dos parafusos é unir duas ou mais peças, rigidamente, formando o que se conhece por junta parafusada. Essas juntas, ao contrário do que se pensa, possuem relativa complexidade para o seu dimensionamento, pois englobam não somente a resistência à tração e cisalhamento do parafuso, mas também fatores como o coeficiente de atrito entre as partes, o tipo de material das partes fixadas, o método de aperto aplicado na junta, a posição da aplicação da carga, e dentro de cada fator descrito pode-se encontrar mais uma gama de outros fatores, que descrevem as condições e restrições, formando as características de cada junta.

São os parafusos são elementos de máquinas mais usados nos projetos. Há registros que datam do século XV descrevendo o uso de elementos semelhantes aos parafusos que conhecemos hoje. Seu grande sucesso deve-se à suas

funcionalidades, sendo um componente de resistência mecânica relativamente alta, fácil utilização e manutenção. São componentes que visam manter duas partes ou mais de um conjunto unidas, exercendo uma função semelhante a uma mola, função esta que será explicada mais adiante. Uma justificativa para a sua utilização, segundo Shigley (1984, p. 222), é quando se deseja uma união desmontável sem empregar métodos destrutivos e que seja suficientemente resistente para suportar as cargas externas de tração e de cisalhamento.

Com a revolução industrial houve um salto muito grande no número de empresas, e conseqüentemente um crescimento na utilização de máquinas, principalmente as máquinas a vapor, as quais dependiam da correta vedação das câmaras de vapor para o seu bom funcionamento. Devido à alta capacidade de produção desenvolvida pelas empresas e pela quantidade de empresas que surgiam, começaram os processos de terceirização de serviços. Com um número tão alto de fornecedores havia também uma grande necessidade de normalizar determinadas peças que pudessem ser usados em muitos outros produtos, exercendo as mais diversas funções.

Durante longo período várias máquinas foram desenvolvidas para fabricar porcas e parafusos, com processos semelhantes aos utilizados atualmente, com roscas sendo usinadas, forjadas a quente e laminadas a frio, sendo este o processo de fabricação mais utilizado para a produção em massa desses componentes.

Porém a alta capacidade de produção não impedia que roscas desuniformes fossem fabricadas. Pouco tempo antes de serem consolidados os padrões de roscas utilizados atualmente, o inglês Joseph Whitworth propôs para o Instituto dos Engenheiros Cívicos, vigente na época, um padrão de rosca, a qual possuía ângulo de 55 graus entre os filetes de rosca e que um determinado número de fios de rosca fosse adotado para cada diâmetro de parafuso.

Nos EUA um montador de ferramentas de máquinas apresentou uma contraproposta, argumentando que a inclinação de 55 graus dos filetes não era suficientemente resistente, a qual deveria ser de 60 graus, e que os arredondamentos das cristas e vales da rosca, segundo o padrão Whitworth, resultava em um encaixe impreciso, resultando em roscas frágeis. O padrão defendido por Sellers foi adotado nos EUA e em alguns lugares da Europa. No entanto a incompatibilidade entre padrões mostrou-se novamente presente durante

a Segunda Guerra Mundial, onde as forças armadas americanas e britânicas necessitavam de peças intercambiáveis.

A Organização Internacional de Padronização iniciou um trabalho para estabelecer um padrão de rosca que pudesse ser utilizado mundialmente, tendo como resultado desse esforço a origem dos sistemas ISO polegada e o sistema ISO métrico, sendo que ambos possuem a mesma forma de construção, porém cada padrão possui suas características, sendo que um não é intercambiável com outro.

A padronização não atinge somente as dimensões desses elementos, mas também as suas características mecânicas, como a resistência à ruptura.

Atualmente os dois padrões mais utilizados nas indústrias são o padrão Métrico (M), que atende ao sistema internacional de unidades (SI), onde todas as dimensões correspondem ao milímetro, e o padrão Polegada (UN), onde suas dimensões obedecem ao sistema inglês de unidades, onde todas as dimensões correspondem à polegada.

No Brasil a norma ABNT padroniza o sistema métrico.

Há outros padrões de roscas que são utilizados, porém possuem aplicações mais específicas, sendo que suas características são diretamente ligadas às necessidades da sua aplicação.

De uma forma geral, as dimensões de um parafuso de padrão métrico e um unificado são bastante semelhantes, porém isso não possibilita que um parafuso métrico seja usado com uma porca em polegada, ou uma porca métrica ser usada com um parafuso em polegada.

Não é o objetivo deste trabalho distinguir qual padrão de unidades é o mais correto, mas vale salientar que o sistema métrico é o mais usado atualmente, e todas as equações de dimensionamento que serão descritas nele utilizam o sistema internacional de unidades.

As principais vantagens das uniões roscadas que contribuem para sua ampla aplicação na construção de máquinas são as seguintes: alta capacidade de carregamento e confiabilidade; comodidade de montagem e desmontagem; existência de grande nomenclatura de parafusos, apropriadas a diferentes condições de aplicação, preço relativamente pequeno devido à normalização e do uso dos processos tecnológicos de alta produtividade de fabricação (DOBROVOLSKI, 1980, p. 130).

Na maioria dos casos, o parafuso é utilizado como sendo a parte mais frágil da junta, fazendo com que com a aplicação de uma carga que exceda os limites de

resistência da junta o parafuso rompa e mantenha a integridade das partes fixadas. Porém em alguns casos mais específicos essa característica não é desejável, onde o parafuso deve resistir à mesma intensidade de carga para a qual as partes fixadas foram dimensionadas. Esses casos ocorrem geralmente quando critérios como segurança, estão sendo postos em risco.

Alguns fatores são considerados por Niemann (1971) como críticos no dimensionamento de juntas:

- Incerteza sobre as forças externas a serem realmente aplicadas. A correta identificação das cargas atuantes sobre a junta garante que o cálculo demonstre as reais dimensões do parafuso a ser aplicado na junta. As cargas aplicadas nas juntas são as cargas estáticas, e na maioria dos casos, em conjunto com cargas dinâmicas, que podem atingir valores de máximos e mínimos. Essas cargas devem ser cuidadosamente identificadas para que se possa prever no dimensionamento um parafuso que resista a um pico de carga na junta.

- Aperto inconveniente do parafuso. Um dos grandes problemas que se enfrenta quando se deseja realizar um aperto dentro de uma faixa de torque especificada é em relação ao método de aperto, ou o equipamento de aperto.

Dispositivos de aperto imprecisos são, na maioria das vezes, os responsáveis por apertos além dos limites do parafuso, em casos onde o parafuso é de pequena bitola, resultando no rompimento do mesmo ou ainda na deformação da junta, devido ao excesso de carga nas partes fixadas, ou por um aperto abaixo das especificações, no caso de um parafuso com dimensões relativamente maiores. Casos onde são utilizados vários parafusos em uma mesma junta resultam em apertos desuniformes, podendo resultar em sobrecarga sobre parte da junta.

- Apoio unilateral do parafuso, resultando no surgimento de tensões de flexão na junta, devido à falta de aperto na mesma.

- Perda de protensão, resultado da dilatação térmica do material ou resultado do alcance da zona plástica do material durante o aperto.

- Solicitações adicionais devido a choques oriundos das variações dos sentidos das forças aplicadas, como as que se verificam, por exemplo, nas bielas cujos mancais apresentam folgas.

- Auto-afrouxamento devido a trepidações, sendo que nesses casos deve-se utilizar dispositivos de segurança, caso o fenômeno não possa ser controlado.

- Corrosão química ou eletrolítica, que é o conhecido enferrujamento. Para essas situações é aconselhável a utilização de componentes com tratamento superficial que conceda resistência ao elemento fixante.

- Desgaste na rosca em casos onde seja utilizada para movimento ou transmissão de potência.

- Fraturas.

Uma característica interessante observada é que os parafusos sujeitos à solicitações dinâmicas têm ocorrência de fratura geralmente na seção transversal do primeiro filete carregado, ou seja, o primeiro filete após o engajamento com a porca.

No dimensionamento de uma junta parafusada, deve-se conhecer todas as variáveis que irão interferir no seu comportamento enquanto estiver sendo solicitada em trabalho. O objetivo de todo o cálculo de dimensionamento é encontrar o valor da força necessária para o pré-carregamento da junta, ou seja, a força necessária a ser aplicada na junta para que a mesma não venha a falhar mediante a carga externa aplicada sobre ela, e consequentemente calcular o valor do torque que deve ser aplicado para que tal força de fixação seja alcançada.

Shigley (1984, p. 222) relata que “o efeito do pré-carregamento é dar às partes em compressão uma melhor resistência à carga de tração externa e aumentar o atrito entre as peças, para resistirem melhor à carga de cisalhamento”.

O pré carregamento é calculado considerando alguns fatores, citados a seguir:

- Perda por relaxamento da junta, que é a acomodação que ocorre entre as partes fixadas após a decorrência de um determinado tempo, ou seja, após esse tempo ocorre uma certa folga* entre as partes fixadas, o que caracteriza uma perda de eficiência da junta, podendo esta vir a falhar durante o trabalho. Esse fenômeno que ocorre na junta é muito importante e deve ser considerado porque com o relaxamento da junta, parte da carga que foi aplicada para fixar a mesma é perdida e deve ser compensada no cálculo da força de fixação;

- Força de fixação necessária para garantir a função selante da junta, ou seja, garantir que a junta não apresente movimentos relativos entre as partes fixadas;

- Força absorvida pelo parafuso devido ao alongamento elástico que o mesmo apresenta, bem como a compressão das partes fixadas. A resiliência elástica dos componentes da junta deve ser considerada, pois uma parte da força que é

aplicada na junta é absorvida por ela, até o ponto em que as forças de tração do parafuso e de compressão das peças fixadas tenham uma resultante igual a zero. Porém, quando isso ocorre, a pré-carga inicial aplicada no parafuso não é igual à pré-carga atuante na junta, o que poderá resultar na falha da junta.

Segundo o guia elaborado pela COPCO (2008, p. 4), “cargas externas inferiores à força de união não mudarão a carga de tensão do parafuso. Por outro lado, se a junta for exposta a cargas externas mais altas do que a pré-tensão no parafuso, a junta será separada e a carga de tensão no parafuso irá aumentar naturalmente até que o parafuso quebre”.

Alguns parafusos são também expostos às cargas de cisalhamento que ocorrem quando a força externa faz deslizar as partes da junta entre si. Em uma junta adequadamente projetada, toda a força de cisalhamento externa deve encontrar resistência do atrito entre os componentes.

Nas equações para o cálculo da força necessária para a fixação da junta é considerado que o valor encontrado seja realmente o aplicado na junta. Porém isso não é o que acontece na prática, pois para isso seria necessário um método de aperto que fosse muito preciso e que não oferecesse variação de carga a ser aplicada. Os métodos de aperto geralmente utilizados são: chaves manuais, chave de impacto, parafusadeira pneumática e torquímetro.

A norma VDI 2230 utiliza todo seu dimensionamento considerando que o parafuso seja solicitado por uma pré-carga de fixação que atinja 90% da tensão de escoamento do seu material. Independentemente se a força de fixação requerida pela junta for muito inferior à resistência do parafuso, o mesmo deverá ser sempre pré-carregado com uma tensão que atinja 90% da tensão de escoamento do material que foi utilizado para sua fabricação. Há alguns casos onde é utilizada uma pré-carga que seja até 1,05 vezes maior que a tensão de escoamento do material do parafuso. A aplicação desses casos ocorre onde se deseja obter o máximo rendimento do parafuso, sendo que o excedente de carga aplicado sobre ele, 0,05%, não prejudica o desempenho do elemento fixante, porém nesses casos é necessária a utilização de um método de aperto que garanta o máximo possível que tal pré-carregamento seja realmente aplicado no parafuso, resultando em uma pequena dispersão no torque aplicado, caso contrário, se a pré-carga máxima aplicada exceder excessivamente a tensão de escoamento do parafuso, o mesmo pode vir a

falhar tanto no ato do aperto como durante carregamento devido ao trabalho a que é submetido.

Um exemplo de aplicação desse método é a biela de um motor a combustão, onde a força atuante sobre as peças é elevada, e em contrapartida, o espaço disponível é pequeno, necessitando da utilização de sistemas muito eficientes e que garantam o bom funcionamento e a necessidade de se desmontar o conjunto é muito pequena, sendo que em algumas vezes, no processo de desmontagem, o componente é substituído, o que garante que nenhum desgaste ou escoamento ocorrido durante a montagem venha a atuar no conjunto após uma eventual manutenção.

O grau de resistência dos parafusos é definido pelas especificações SAE, ASTM e ISO. Estas organizações definem graus ou classes para parafusos que especificam material, tratamento térmico e uma resistência mínima de prova para o parafuso. Norton (2004) ressalva que a resistência de prova é a tensão sob a qual o parafuso começa a apresentar deformação permanente, e é próxima, porém inferior, à resistência de escoamento do material

Na Figura 1 a carga de prova se dá aproximadamente no ponto I, sendo que o ponto II representa o início do escoamento do material. Do ponto II em diante inicia-se a deformação plástica do material.

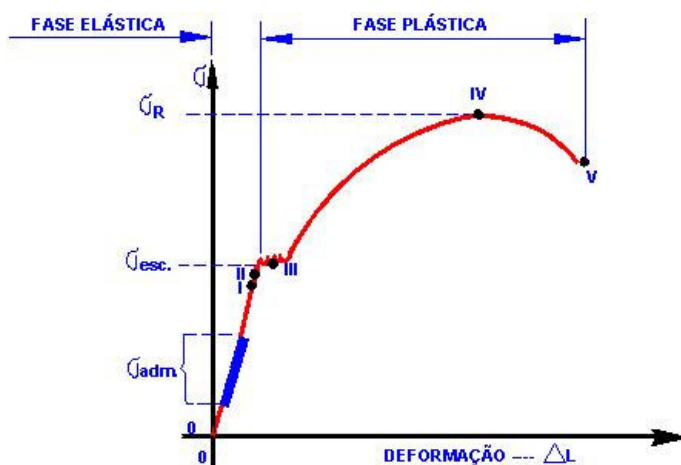


Figura 1: Gráfico tensão x deformação do material

Fonte: própria

5 MÉTODO DE CÁLCULO

5.1 NORMA VDI 2230

O projeto de juntas parafusadas é um ponto relevante a ser considerado em um projeto, pois qualquer projeto de máquina utiliza algum sistema que possua uma junta fixada por parafusos e certamente, ou na maioria das vezes, a essa junta desempenha funções vitais no equipamento.

Portanto a correta seleção do parafuso a ser utilizado, bem como a pré-carga que será aplicada sobre ele para garantir a função selante na junta, são de significativa importância para o bom e confiável funcionamento do sistema.

A norma VDI 2230 Parte 1 trata especificamente do dimensionamento de juntas parafusadas, porém há uma faixa de validade para a aplicação do método empregado pela norma, a qual é exemplificada em forma de exemplos de juntas parafusadas, as quais podem ser observadas na Figura 2.

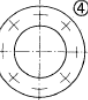
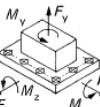
Single-bolted joints		Multi-bolted joints						Bolted joints
concentric or eccentric		in a plane		axial symmetry		symmetrical	asymmetrical	Bolt axes
Cylinder or prismatic body	Beam	Beam	Circular plate	Flange with sealing gasket	Flange with plane bearing face	Rectangular multi-bolted joint	Multi-bolted joint	Joint geometry
								
								Relevant loads
Axial force F_A Transverse force F_Q Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Moment in the plane of the beam M_Z	Axial force F_A Transverse force F_Q Moment in the plane of the beam M_Z	Internal ressure p	Axial force F_A (Pipe force) Working moment M_B Internal pressure p	Axial force F_A Torsional moment M_T Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Torsional moment M_T Working moment M_B	Axial force F_A Transverse force F_Q Torsional moment M_T Working moment M_B	Forces and moments
VDI 2230		limited treatment by VDI 2230		DIN 2505 AD Note B7 VDI 2230 (limited treatment)		limited treatment by VDI 2230		Calculation procedure
Bending beam theory with additional conditions			Plate theory		limited treatment using simplified models			
Finite Element Method (FEM)								

Figura 2: faixa de validade de aplicação da norma VDI 2230

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 9)

Quando se trata de juntas com geometrias complexas, as mesmas devem ser divididas em partes mais simples para que possam ser mais facilmente

analisadas e, conseqüentemente, aplicar o método proposto pela norma. Quando se trata de uma junta multiparafusada, a mesma deve ser dividida para que seja analisada apenas uma parte, a qual deve conter somente um parafuso, ajudando a simplificar o entendimento do conjunto.

A VDI 2230 também limita suas aplicações em relação às dimensões dos parafusos utilizados no projeto, os quais são dados para a faixa de dimensões M4 a M39 e para relações de extensões onde $\frac{L_E}{d} < 10$. Parafusos com dimensões menores e maiores podem ser calculados de acordo com a norma, se o grau de resistência estiver de acordo com DIN ISO 968 Parte1.

A empresa Máquinas Agrícolas Jacto SA utiliza junções parafusadas em praticamente toda a sua linha de produtos, exceto em alguns casos onde os parafusos foram substituídos por encaixes rápidos, porém nesses casos as solicitações aplicadas no equipamento são baixas comparadas com outros produtos.

Com a necessidade crescente de uma maior rapidez no desenvolvimento de novos projetos, não somente a Jacto, mas toda e qualquer empresa necessita de ferramentas que auxiliem os engenheiros no desenvolvimento de tais projetos, sendo que um passo a ser dado durante um projeto é a etapa de cálculo, a qual pode ser realizada por ferramentas simples, como uma calculadora ou uma planilha de cálculo até um software de cálculo de elementos finitos.

Os dois casos citados acima possuem suas vantagens e desvantagens. No caso de ferramentas mais simples podem-se obter resultados rápidos de cálculos simples, assim como um software de elementos finitos nos dá um resultado confiável de um cálculo complicado. No caso de juntas parafusadas os dois métodos poderiam ser empregados, porém o primeiro necessitaria de um tempo demasiadamente grande para a realização dos cálculos de todas as equações envolvendo a junta. No segundo caso haveria a necessidade de um pré-projeto para que a análise de elementos finitos pudesse ser parametrizada. A ferramenta de cálculo a ser desenvolvida vem a ser extremamente útil, pois realiza todos os cálculos das equações, bem como apresenta em seu resultado final a dimensão necessária do parafuso a ser usado no projeto, tendo como base as especificações das partes fixadas e os esforços a que a junta será submetida.

A norma foi estudada e foram filtrados todos os casos e condições de cálculo que interessavam à empresa, visto que na norma são apresentados casos

de aplicação no dimensionamento de bielas e vasos de pressão, por exemplo, os quais não são relevantes para a empresa, exceto para estudo de caso.

Outro fator considerado foi a complexidade dos casos. A intenção do programa é calcular juntas parafusadas com a aplicação das cargas mais simples possíveis, ou seja, em casos onde a posição das forças sobre a junta e as dimensões da junta forem demasiadamente complexas, as mesmas devem ser decompostas em cargas mais simples, cabíveis de serem calculadas pelo programa, visto que a elaboração de um programa que calcule todas, ou a maioria, das situações possíveis de juntas parafusadas demandaria um tempo muito grande.

Após a elaboração do programa, houve a necessidade de validação do mesmo, para a comprovação de que os resultados obtidos através dele seriam reais.

A validação do programa se deu em duas etapas: a primeira foi a validação experimental, a qual consistiu na comparação de cálculos feitos manualmente, passo a passo, análise dos resultados, e posteriormente o lançamento dos mesmos dados utilizados nos cálculos manuais no programa, sendo que para a validação do mesmo os resultados deveriam possuir uma determinada semelhança para serem validados.

Para esta etapa foram selecionados os três casos de cálculo abrangidos pelo programa, que são o cisalhamento, tração concêntrica e tração excêntrica.

Os resultados obtidos no programa apresentaram valores semelhantes aos cálculos realizados manualmente, sendo que essa diferença pode ser considerada como os arredondamentos aplicados nos cálculos manuais, visto que em algumas etapas do cálculo o número de algarismos significativos para o cálculo chega a ser da ordem micrométrica, ou seja, 0,000001m.

A segunda etapa consistiu na validação interativa, na qual o programa foi apresentado a dois indivíduos da empresa, ambos atuando no setor de engenharia de produto, para utilizarem o programa. A intenção dessa etapa era identificar qual seria a interatividade que o programa teria diante de um indivíduo que não o conhecia, mas obviamente obtinha alguns conhecimentos de juntas parafusadas, principalmente sobre parafusos.

A aceitação do programa foi boa, sendo que o entendimento do manuseio das variáveis utilizadas, bem como os resultados obtidos, ficou claro para ambos os entrevistados.

A Figura 3 mostra a interface do programa, onde são inseridas todas as informações referentes à junta a ser calculada. A inserção das informações é direta, não necessitando alterar de janela para procurar ou inserir informações.

Cálculo de Juntas Parafusadas - Método VDI

Selecione a Operação
 Cálculo: Verificação Zona de Aperto: Abaixo da zona plástica

Força Atuante: 12000 N Material da Junta: SAE 2340

Tipo de Parafuso: sextavado Exemplo da Junta a ser Estudada

Método de aperto: parafusadeira hidráulica Seleção a precisão (%): 15

Tipo de Carga: tração

Atuação da Carga: excêntrico

Modo de Atuação: dinâmico

Série da Rosca: polegada

Bitola do Parafuso: 9/16-12

Classe/Grau: G5

Tipo de Rosca: UNC

Tipo de Furo: Cego

Tipo de Rosca: total

Espeçura da Peça Solicitada: 8 mm

Selecione os tipos de carga excêntricas

Distância do parafuso ao CG (s)	1 mm
Distância da força ao CG (a)	2 mm
Distância do ponto de abertura da junta ao CG (u)	3 mm

Característica da Área sob Pressão do Parafuso

Menor distância (centro do furo à lateral da peça)	20 mm
--	-------

Características da Área de Interface

Momento de Inércia da Interface	1000 mm ⁴
Área de contato da Interface	100000 mm ²

Usar Arruela: ☒

Dimensões da Arruela

Diâmetro externo	mm
Diâmetro interno	mm
Espeçura	mm
Quantidade	

Coefficiente de Atrito no Parafuso

Material da peça fixada	Interface da porca	uk min	0,14
Ferro Fundido pin. líquido	Arruela de pres.	uk max	0,19
		ug min	0,14
		ug max	0,17

Coefficiente de Segurança do Parafuso: 1,35

Coefficiente de Segurança da Pressão Específica: 2,92

Informações do banco de dados

Calcular

Figura 3: interface do programa de cálculo.

Fonte: JACTO (2008)

Há algumas janelas intermediárias, onde são mostradas informações referentes às dúvidas decorrentes das informações a serem inseridas na janela principal.

Com isso iniciou-se o processo de verificação das juntas consideradas como críticas, de acordo com norma interna, de um produto da empresa.

Inicialmente foi feito um trabalho de campo onde foram identificadas todas as juntas parafusadas críticas do equipamento. Posteriormente foram levantadas informações referentes às características de cada junta, como as cargas aplicadas, dimensões e características como o material e o tratamento superficial empregado em cada componente da junta.

O processo de cálculo procedeu-se de forma normal, sendo que algumas juntas tiveram a necessidade de serem trabalhadas antes que suas características serem aplicadas no programa.

5.2 JUNTAS RIGIDAMENTE PARAFUSADAS

O procedimento de cálculo de uma junta parafusada possui sua etapa mais onerosa na etapa de levantamento das informações referentes à junta a ser estudada.

As variáveis que influenciam e devem ser identificadas para o processo de cálculo são:

- características do parafuso, como dimensões, resistência, acabamento superficial;
- características das partes fixadas na junta, a resistência dos materiais das peças fixadas, dimensões da seção que está sofrendo a atuação da carga externa, acabamento superficial;
- intensidade do carregamento externo, e no caso de cargas axiais, identificar o ponto de atuação da força;
- variação da pré-carga aplicada devido à falta de precisão do método de aperto;
- resistência à fadiga devido ao carregamento alternado;
- tensão de compressão nas partes fixadas devido à pressão exercida pela cabeça do parafuso.

As forças que atuam em uma junta podem ser classificadas em dois tipos básicos: axial e cisalhante. A força cisalhante possui somente uma forma de agressão ao parafuso, que é no sentido de cisalhar o elemento na região de interface das peças que são fixadas por ele. Já a força axial tem a tendência de romper o parafuso devido ao seu alongamento, quando ocorre um carregamento excessivo longitudinalmente, excedendo a tensão de resistência a ruptura do material do parafuso. Quando o carregamento se dá de forma axial e alternado, atingindo picos de força máxima e mínima simultaneamente, o parafuso será também solicitado à resistência por fadiga do material.

O material utilizado nos parafusos normalmente é de qualidade superior ao usado em outros produtos, como chapas, componentes usinados, entre outros, exceto em casos especiais. Portanto sua tensão de ruptura é superior ao aço carbono comum. Por exemplo, um aço carbono comumente utilizado para fabricação mecânica é o aço carbono 1010/1020, o qual possui tensão de escoamento ao redor de 180 N/mm^2 . Já um parafuso, da série métrica, com classe de resistência 8.8,

possui tensão de escoamento que chega a rodem de 640N/mm^2 , sendo muito superior ao aço carbono comum.

Shigley (1984, p. 211) salienta que uma grande quantidade de testes feitos em barras roscadas mostra que barras cilíndricas não-roscadas, tendo um diâmetro igual à média entre o diâmetro efetivo da rosca e seu menor diâmetro, têm a mesma resistência à tração que as barras roscadas.

Uma junta parafusada pode ser considerada como um conjunto de duas molas, uma com sentido de força contrário à outra. O parafuso pode ser considerado como uma mola de tração, onde a força de aperto atuante sobre ele faz com que exerça uma força de compressão atuante sobre as faces das partes fixadas. A Figura 4 exemplifica o comportamento de uma junta rigidamente parafusada, bem como a representação das forças que os elementos que a compõem.

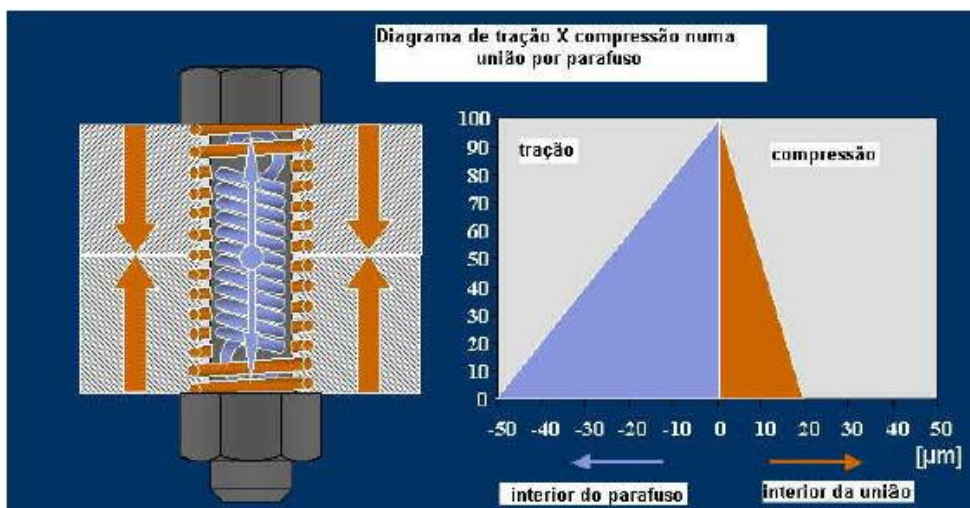


Figura 4: representação analógica do comportamento de uma junta rigidamente fixada por parafuso

Fonte: YASSUDA (2006)

As partes fixadas atuam sobre a junta como se fossem molas de expansão, onde a intensidade da força que essas partes exercem sobre a junta é igual à força aplicada pelo parafuso sobre junta, porém de sentido contrário, estabelecendo um equilíbrio na junta.

Segundo Leite (p. 31) um caso ideal para demonstração de cálculo é onde forças axiais atuam sobre uma junta concentricamente no eixo do parafuso. Para esse caso há apenas força de tração sobre o parafuso. Porém esse tipo de situação

raramente, ou nunca, ocorre na prática. O que realmente acontece são forças atuantes na junta de maneira que o ponto de aplicação da força externa F_A não coincide com o eixo de rotação do parafuso. Essa situação faz gerar um momento na junta, aumentando a intensidade da força que está sendo aplicada, devido à força gerada pelo braço de alavanca, e conseqüentemente aumentando a necessidade de uma maior pré-carga de fixação para manter a junta fixada, sob tal condição.

No caso de forças transversais ao eixo de rotação do parafuso, ou forças de cisalhamento, a forma de tratamento é um pouco diferente, pois independente da força que está sendo aplicada, ela sempre tenderá a cisalhar o corpo do parafuso e atuará sempre tangente à superfície de interface das partes comprimidas, cisalhando o parafuso nessas regiões.

Para o cálculo de juntas parafusadas o primeiro fator que deve ser considerado é a geometria da junta, sendo que esta dirá onde os esforços atuarão e quais as forças que estarão sendo aplicadas sobre ela.

Na Figura 2 podemos identificar os diferentes tipos de mecanismos de juntas: juntas parafusadas cilíndricas simples, juntas com conexões por vigas, junta de chapas circulares, junta de rotação dos flanges e juntas flangeadas, com face de apoio plana.

As juntas parafusadas podem ser consideradas como um conjunto de molas, onde a deformação das partes será proporcional à força aplicada. Essa deformação é definida como resiliência elástica, reconhecida pela letra grega delta δ . Pela definição de Leite (p. 10), a resiliência elástica é a “capacidade de um corpo deformar-se elasticamente sob a ação de uma força”. O conhecimento desta grandeza é importante, pois se pode chegar à conclusão de que, com o aumento da capacidade de deformação a respectiva resiliência também aumenta, o que caracteriza uma maior flexibilidade do corpo solicitado. Quanto maior for a resiliência dos componentes da junta, parafuso ou peças fixadas, maior será a parcela da pré-carga de união da junta que será absorvida pelos componentes, ou seja, a força de fixação ou pré-carga aplicada sobre a junta para manter a rigidez da mesma diminui a medida que a resiliência dos elementos da junta aumenta. Isso resulta na necessidade de uma maior pré-carga inicial para compensar essa perda.

6 CARREGAMENTOS ATUANTES NA JUNTA

6.1 CARREGAMENTO CISALHANTE

A força de cisalhamento é um dos casos mais comuns de solicitações em juntas parafusadas. O carregamento se dá de forma transversal, tangenciando a superfície de interface dos componentes fixados pela junta, segundo a Figura 5. Pode acontecer que esta força atue de forma inclinada, sendo necessário decompô-la para determinar a força real aplicada tangencialmente na junta

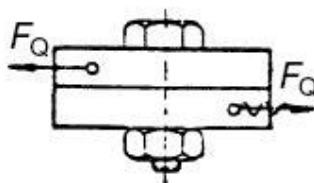


Figura 5: junta com carregamento cisalhante

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 116)

Há casos onde o carregamento transversal se dá de forma excêntrica, ou seja, há mais de um parafuso fixando a junta e a força externa F_A é aplicada a uma distância x do centróide dos parafusos, como mostra a Figura 6 e Figura 7:

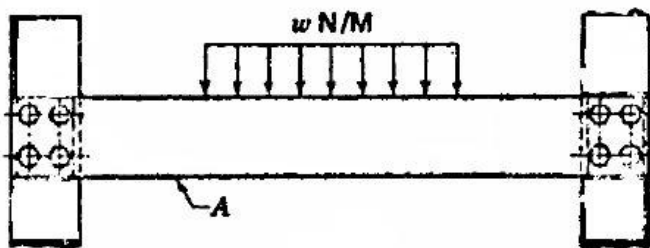


Figura 6: junta com carregamento transversal excêntrico

Fonte: Shigley (1984, p. 241)

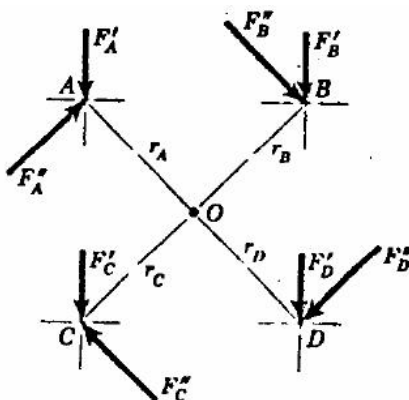


Figura 7: centróide do grupo de parafusos com carregamento transversal excêntrico

Fonte: Shigley (1984, p. 241)

Neste caso a força externa faz gerar um momento no centróide dos parafusos, como ilustrado na figura 7, havendo a necessidade de se identificar o centróide do grupo de parafusos e calcular a força resultante em cada parafuso. Em casos onde a distribuição se dá de forma simétrica, conforme a Figura 7, as forças resultantes são iguais para todos os parafusos. Porém em casos onde os parafusos possuem distâncias diferentes em relação ao centróide, as forças resultantes também são diferentes. Nessa situação Shigley (1984, p. 242) salienta que somente o parafuso que tiver a maior carga necessita ser considerado.

Em uma junta que está sob carregamento transversal a função do parafuso é garantir que não haja movimento relativo entre as peças fixadas por ele, sendo esta uma das bases da norma VDI 2230.

Esse ponto faz relação à resistência do material do parafuso quando este é solicitado por forças atuantes em planos diferentes, como por exemplo, uma força de cisalhamento em conjunto com uma força de tração. Nessas situações a tensão que atua sobre o material aumenta, conforme prevê a teoria dos esforços combinados, podendo ocorrer a falha do mesmo. Portanto, para se evitar este inconveniente, a força de fixação calculada considera que nenhum movimento relativo ocorra entre as partes da junta, justamente para evitar a ocorrência desse fenômeno no parafuso, sendo que a única força a que o parafuso deve ser solicitado é a tração.

O movimento relativo entre as peças está diretamente relacionado com o coeficiente de atrito entre elas, que varia de acordo com o material e o acabamento superficial. Para resultados mais precisos devem ser realizados testes

experimentais, para cada situação, para a obtenção dos coeficientes de atrito, sendo que podem variar em função de diversos fatores, como o processo de fabricação, acabamento superficial, utilização ou não de lubrificantes.

O coeficiente de atrito utilizado nos cálculos é o dinâmico¹, ou seja, a característica das interfaces das peças durante o movimento relativo entre elas. Há diferenças entre o coeficiente de atrito estático e dinâmico, sendo que o estático representa a característica da interface no instante que antecede o início do movimento entre as partes, ou seja, está relacionado com a máxima força que deve ser aplicada para vencer o atrito.

As diferenças entre o atrito estático e dinâmico são pequenas, por vezes insignificantes, porém elas existem e o atrito dinâmico é sempre menor que o atrito estático. Desta forma, utilizando o atrito dinâmico nas equações, os resultados estarão a favor da segurança.

6.2 CARREGAMENTO AXIAL CONCÊNTRICO

A aplicação de uma força axial F_A que passa pelo centro do eixo de rotação do parafuso, conforme a Figura 8 e que seja aplicada no plano da área de contato da cabeça do parafuso $n = 1$ (ver ANEXO B) é um caso que ocorre apenas teoricamente, ou muito raramente na prática, mas é o caso ideal para se realizar uma análise sobre juntas parafusadas, as forças que atuam sobre ela e as suas respectivas deformações.

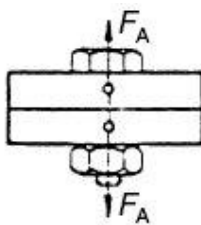


Figura 8: junta com carregamento axial concêntrico

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 116)

¹ Os coeficientes de atrito não puderam ser publicados devido ao fato de serem características própria dos processos de fabricação da empresa, sendo inválidos para outros cálculos.

Para manter uma junta parafusada rigidamente fixada, é necessário aplicar uma pré-carga, ou força, de fixação F_M necessária para que a mesma se mantenha estável. Quando a força F_M é aplicada, o parafuso exerce uma força de reação F_F , de sentido contrário a F_M , resultado da tensão de compressão do parafuso sobre as partes fixadas. Ocorre com isso um alongamento do parafuso da mesma ordem de grandeza da compressão das peças fixadas por ele. Essa deformação provoca uma diminuição da força final de fixação da junta, ou seja, se inicialmente for aplicada uma força de fixação F_M e o parafuso sofrer um alongamento, parte desta força é absorvida pelo parafuso. Esse fenômeno confere a necessidade da adição dessa força, denominada F_E , ao cálculo do torque a ser aplicado na junta, sendo que esse acréscimo de força que é aplicada na junta se dá no momento da aplicação do torque no parafuso, caso que será explicado mais adiante.

Isso faz com que o parafuso experimente uma força F_M maior que a pré-carga necessária para a junta. Esse incremento de força de fixação F_E é dado pelo fator de carga Φ , que é obtido em função das resiliências dos componentes da junta. A parcela da força externa que é absorvida pelo parafuso é dada por:

$$F_{SA} = \Phi \times F_A \quad (6.1)^2$$

Como o parafuso possui um limite de resistência, e foi explanado anteriormente que a norma tem um de seus pilares fundado na condição de que o parafuso deve experimentar 90% da carga de prova no momento do aperto da junta, a mesma condição deve ser aplicada no cálculo de F_{SA} , onde o parafuso, no seu limite, deve absorver uma força não excedente a 10% da força F_A que atua na junta, sendo que se 10% forem atingidos, o parafuso estará no seu limite de resistência ao escoamento. Assim sendo, a condição é dada por:

$$F_{SA} = \Phi \times F_A \leq 0,1 \times F_{0,2} = 0,1 \times R_{p0,2} \times A_s \quad (6.2)$$

Analogamente, o restante da força F_A que é aplicada sobre a junta é absorvida pelas peças, denominada por F_{FA} , sendo F_p a força que as peças aplicam sobre o parafuso. Portanto:

$$F_{FA} = (1 - \Phi) \times F_A \quad (6.3)$$

De uma maneira geral:

² Todas as equações utilizadas neste trabalho foram extraídas da norma VDI 2230 Parte 1, exceto a equação 5.43, a qual foi adaptada para identificar a amplitude do torque a ser aplicado no parafuso.

$$\Phi = \frac{F_{SA}}{F_{PA}} \quad (6.4)$$

Quando há a aplicação de uma força externa F_A sobre a junta, o parafuso e as partes fixadas sofrem uma deformação de mesma proporção, denominadas por f_{SA} e f_{PA} , respectivamente. Sendo assim $f_{SA} = f_{PA}$.

A Figura 9 demonstra, em forma de gráfico, as forças que atuam sobre uma junta rigidamente parafusada em função das cargas que são aplicadas sobre ela.

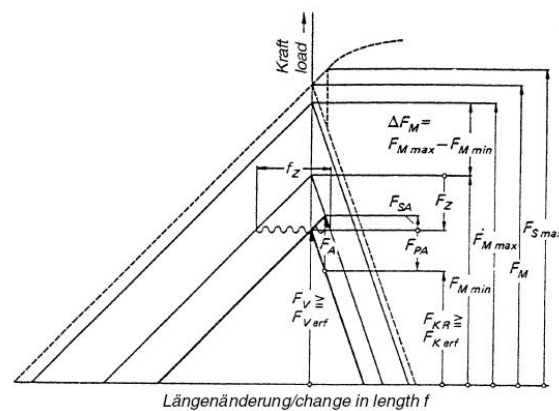


Figura 9: Diagrama de deformação x força atuantes sobre uma junta parafusada

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 19)

A transposição das forças pode ser feita em um único quadrante, bastando apenas fazer o rebatimento das linhas, conforme Figura 10.

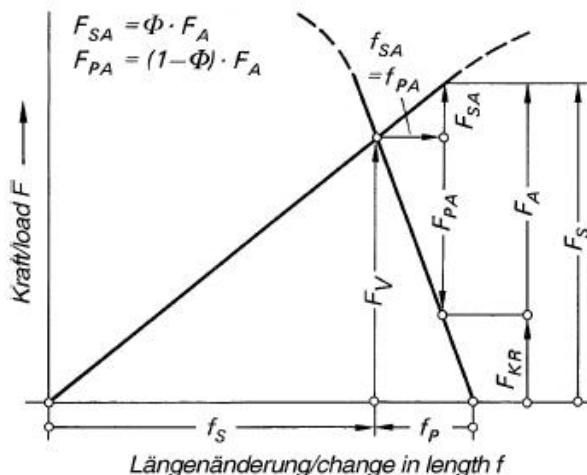


Figura 10: Diagrama de deformação x força atuantes sobre uma junta parafusada

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 52)

Analisando o gráfico da figura 10 podem-se identificar as proporções das forças que atuam sobre uma junta.

No eixo das abscissas temos a deformação das partes da junta, em função da força de pré-carga aplicada sobre a mesma. A grandeza f_S representa a deformação, ou resiliência do parafuso, enquanto f_P representa a deformação das partes fixadas pelo parafuso.

Nota-se que a deformação sofrida pelo parafuso é bem maior que a deformação das peças. Essa situação ocorre devido ao fato de que o parafuso, geralmente, é o elemento que possui a menor área que está sob a ação das tensões externas, ainda considerando que o parafuso é fabricado com material de resistência à ruptura maior que o material das partes fixadas.

O ANEXO A apresenta tabelas com as tensões de prova dos parafusos cobertos pela norma ISO.

A aplicação das forças externas até aqui explicadas são consideradas sendo aplicadas na superfície de contato entre a cabeça do parafuso e as peças que são fixadas por ele. Porém esta também é uma situação que só ocorre teoricamente. Na prática a força F_A é aplicada em um plano situado entre a face da peça e a superfície de contato entre as partes fixadas. O ANEXO B representa um guia prático para a obtenção do fator η , em função da aplicação da força F_A .

O ato de identificar o plano de atuação da força externa F_A também possui relativa complexidade, portanto quando esse valor não é conhecido, de uma maneira geral considera-se $n = 0,3$.

6.3 CARREGAMENTO AXIAL EXCÊNTRICO

O carregamento axial de posição excêntrica é o caso mais comum de atuação de cargas de tração sobre uma junta, conforme Figura 11. Isso se deve à dificuldade em se aplicar uma carga que seja simetricamente distribuída sobre o eixo de rotação do parafuso, bem como há dificuldades em posicionar o parafuso com seu eixo de rotação em coincidência com o centro de gravidade da peça.

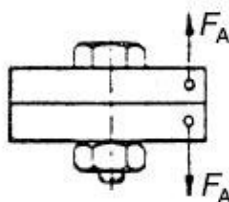


Figura 11: junta com carregamento axial excêntrico

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 116)

Quando um parafuso está fixado a uma distância s do centro de rotação da peça que está sendo fixada, e ainda a força externa F_A está a uma distância a do centro de rotação da peça fixada, é gerado um aumento da força resultante sobre a junta, resultado dos momentos atuantes no conjunto devido às excentricidades das forças e da posição do parafuso. Nessas situações o valor da força resultante que é aplicada na junta F_A fica maior no ponto de apoio do parafuso e a força de abertura da junta $F_{A_{ab}}$ pode exceder o valor limite da pré-carga de fixação, o que resultará na abertura de um lado da junta, conforme explicado na Figura 12.

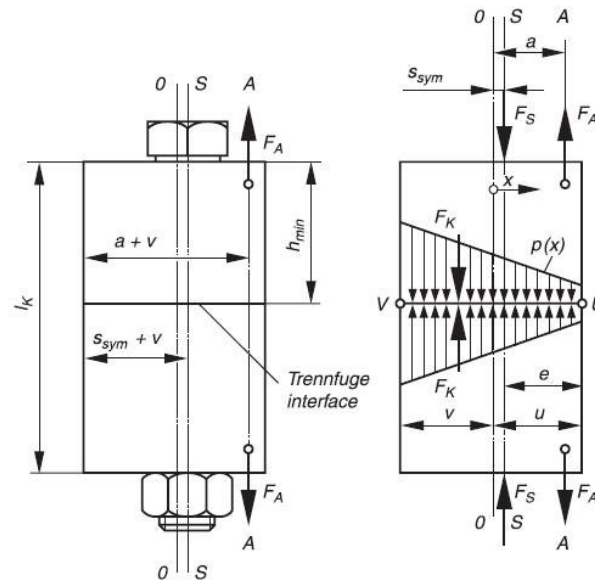


Figura 12: abertura de um lado da junta devido a excentricidade dos carregamentos

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 56)

Na Figura 12 pode-se observar como a força externa F_A aplicada excentricamente e o parafuso fixado excentricamente tem influência no ponto de abertura da junta e na distribuição de pressão ao longo da área de interface. Com o eixo $O-O$ representando o centro de giração da peça, a aplicação da força F_A a uma distancia a do eixo $O-O$ resulta em uma abertura da junta no ponto u . Consequentemente, devido ao momento gerado na junta, o ponto v sofre um aumento de pressão na interface de contato das peças, sendo que nesse ponto a força residual de fixação, ou força compressiva resultante, em trabalho F_K é maior que no ponto u . Pode ser observado como a compressão da interface da junta decresce à medida que a lateral oposta à aplicação da força F_A se afasta do ponto u .

7 - DIMENSIONAMENTO

O dimensionamento de uma junta parafusada consiste em determinar um elemento de fixação que seja capaz de suportar os carregamentos externos a que o conjunto eventualmente virá a ser submetido.

Esses carregamentos podem ocorrer de várias formas, que são o carregamento transversal, carregamento axial concêntrico e axial excêntrico. Porém esses ainda podem ser subdivididos em carregamentos estáticos e dinâmicos, ou seja, há cinco formas distintas de solicitações as quais a junta estará sujeita.

A norma VDI 2230 prevê para cada caso um processo de seleção do parafuso. Dependendo do tipo de carregamento há um incremento que deve ser utilizado para a força atuante na junta, o qual não possui a finalidade de aumentar o valor da força que será usada nos cálculos, mas identificar o diâmetro e a resistência adequada para que o parafuso resista a uma determinada situação.

O ANEXO C apresenta a tabela na qual a deve ser realizada a seleção do parafuso. A força, em Newton (N), que está contida na coluna número 1 da tabela é a força atuante na junta com seus respectivos incrementos, os quais serão explicados na próxima seção. As bitolas de parafusos apresentadas na tabela possuem uma tendência de conferir à junta um coeficiente de segurança com valores próximos a dois, porém é necessária a verificação após a seleção do parafuso, pois há muitos fatores que podem interferir nos resultados, fazendo com que a segurança diminua, que são os coeficientes de atrito e os casos de carregamentos axiais e excêntricos.

7.1 SELEÇÃO DO PARAFUSO

Para o dimensionamento de uma junta parafusada, o primeiro passo é dado em relação à identificação das forças que atuam sobre a junta.

A identificação das forças atuantes na junta irá definir qual caminho será seguido para o dimensionamento do parafuso, pois há algumas diferenças no decorrer do cálculo para carregamentos axiais e transversais. Há casos onde na junta ocorrem carregamentos cisalhantes em conjunto com carregamentos axiais. Nestes casos é necessário identificar a intensidade de cada uma das forças atuantes, e ao final utilizar o maior carregamento atuante como referência para os

cálculos. Para carregamentos axiais concêntricos a determinação da força utilizada para a seleção do parafuso é a própria força axial atuante na junta F_A dividida pelo número de parafusos a serem utilizados na junta. No caso de carregamentos cisalhantes, a identificação da força de fixação da junta é feita pela divisão da força transversal atuante na junta pelo número de parafusos da junta. Onde há a ocorrência de carregamentos transversais resultantes de um momento torçor M_T , a força atuante no parafuso é obtida pela transferência de momentos, ou seja, dividindo-se o momento atuante pela distância do eixo de rotação da peça ao centro de rotação do parafuso e posteriormente dividindo-se pelo número de parafusos da junta.

Quando há carregamentos conjuntos, ou seja, a atuação de carregamentos axiais e transversais simultaneamente, deve ser feita uma comparação entre as duas forças para saber qual é a força que possui a maior intensidade de solicitação na junta, ou seja, qual é a força que irá exigir uma maior resistência por parte do parafuso. Para isso, a força transversal, depois de dividida pelo número de parafusos, deve ser dividida pelo coeficiente de atrito da interface da junta μ_{TT} . A força axial se for concêntrica, é a própria força dividida pelo número de parafusos. Se for excêntrica deve ser calculada pela equação descrita na etapa pré-carga de fixação. Após terem sido identificadas, as forças devem ser comparadas, verificando qual delas possui a maior necessidade de pré-carga de fixação, sendo que a maior deve ser utilizada para a seleção do parafuso. Porém um cuidado deve ser tomado nesse caso em relação à seleção do parafuso. A força que deve ser usada para a seleção do parafuso, caso seja a força transversal, é a força atuante na junta dividido pelo número de parafuso, sem a divisão pelo coeficiente de atrito. No caso de carregamentos axiais excêntricos, a força utilizada é a força axial dividida pelo número de parafusos, não importando a excentricidade da junta, pois tanto no caso de carregamentos transversais e axiais excêntricos os incrementos de forças são dados nos passos descritos para a seleção do parafuso, os quais serão explicados a seguir.

Geralmente, quando há a atuação conjunta dos carregamentos axiais e cisalhantes, o carregamento de maior solicitação é o de cisalhamento. No entanto ambos devem ser calculados, sendo que esta observação serve apenas como referência.

Depois de selecionada a força de maior atuação sobre a junta, entra-se com o valor na tabela do ANEXO C diretamente para o maior valor acima da carga calculada.

Na sequencia seguem os passos para incremento de carga de acordo com a sequencia abaixo, caso ocorra na junta:

1 – seleciona-se a maior carga mais próxima do valor determinado na coluna 1, a qual representará a carga atuante na junta, F_A ou F_Q , em Newton (N).

2 - a carga mínima inicial requerida $F_{M_{min}}$ é determinada pelo acréscimo de linhas, na coluna 1, de acordo com as recomendações da norma, descritas abaixo:

- quando o carregamento na junta é axial, estático e concêntrico não há acréscimo de forças, sendo que a força mínima requerida é o valor encontrado no passo 1;

- quando o carregamento na junta se dá de forma concêntrica e dinamicamente, atuando de forma alternada, ou excentricamente estática, deve-se aumentar uma linha na coluna 1 da tabela, em relação à força encontrada no passo 1;

- quando o carregamento ocorre de forma dinâmica e excêntrica deve-se aumentar duas linhas na coluna 1 da tabela, em relação à força encontrada no passo 1;

- quando o carregamento se dá de forma dinâmica ou estática, mas no sentido transversal, ou seja, no sentido de cisalhar o parafuso, o acréscimo se dá de quatro linhas na coluna 1 da tabela, em relação à força encontrada no passo 1.

3 - a carga máxima inicial requerida $F_{M_{max}}$ é determinada pelo acréscimo de linhas, na coluna 1, de acordo com as recomendações da norma, descritas abaixo:

- quando o aperto do parafuso for realizado por meio de ângulo de controle, ou torque-ângulo, não há acréscimo de forças, sendo que a força máxima requerida é o valor encontrado no passo 1;

- quando o aperto é realizado com uma chave de torque ou parafusadeira de precisão ajustada e controlada por meio de medição do torque dinâmico ou medição do alongamento do parafuso, deve-se aumentar uma linha, na coluna 1, da tabela, em relação à força encontrada no passo 1;

- quando o aperto for realizado utilizando-se parafusadeira simples ajustada por torque de re-aperto, devem-se aumentar duas linhas na coluna 1 da tabela, em relação à força encontrada no passo 1;

A seguir, com o valor da máxima força requerida para fixação da junta, nas colunas 2, 3 e 4 da tabela pode-se selecionar a bitola do parafuso desejado, ainda considerando a classe de resistência que se deseja utilizar.

Com a determinação do parafuso a ser utilizado, automaticamente obtemos as informações referentes ao parafuso:

d_w = diâmetro da área externa de apoio da cabeça do parafuso;

d_r = diâmetro da área interna de apoio da cabeça do parafuso;

p = passo da rosca;

d = diâmetro nominal do parafuso

d_2 = diâmetro de flanco da rosca, ou diâmetro médio, que pode ser encontrado pela equação:

$$d_2 = d - 0,64952 \times p \quad (7.1)$$

d_3 = diâmetro menor do parafuso, que pode ser encontrado pela equação:

$$d_3 = d - 1,22687 \times p \quad (7.2)$$

$R_{p0,2}$ = tensão de escoamento do parafuso.

Com a bitola do parafuso, no ANEXO D e ANEXO E, dependendo do tamanho da rosca, encontram-se os valores para a pré-carga de montagem máxima que deve ser aplicado na junta, em função do coeficiente de atrito atuante na rosca do parafuso, bem como o torque a ser aplicado para que o pré-carregamento seja atingido.

Porém no caso da escolha do torque pela tabela, a devida atenção deve ser dada pelo fato de que os valores apresentados terem sido obtidos em função do coeficiente de atrito na rosca, o qual foi fixado em 0,12. Isso faz necessário a identificação do coeficiente de atrito na rosca do parafuso para o caso a ser estudado, pois para cada tipo de material empregado na construção do parafuso, bem como o acabamento superficial da rosca, irão interferir no resultado do coeficiente. Para tanto será utilizada uma equação, descrita pela norma para utilização em casos de parafusos especiais, que possuam dimensões não cobertas

pelos valores das tabelas e possuem coeficientes de atrito característicos, a qual será explicada mais adiante.

7.2 PRESSÃO ESPECÍFICA DA JUNTA

A identificação da pressão específica do material, bem como a pressão específica exercida pela área de apoio da cabeça do parafuso, é de grande importância para que seja evitado um fenômeno conhecido por fluência, que é a deformação lenta do material, em função da pressão exercida sobre o material ser maior que a tensão específica admissível do mesmo.

O parafuso possui uma pequena área de apoio entre sua cabeça e a superfície da peça que está sendo fixada.

Os diversos materiais utilizados em juntas parafusadas possuem, entre outras características, um valor limite para a pressão específica, ou seja, que intensidade de carregamento o material consegue suportar, por unidade de área.

A determinação da pressão específica atuante na superfície de contato entre a cabeça do parafuso, ou arruela, e a peça que está sendo fixada é dada pela equação:

$$P = \frac{F_{M_{\max}}}{0,9 \times A_p} \quad (7.3)$$

Onde:

A_p = área de apoio da cabeça do parafuso, dada por:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times (d_w^2 - d_n^2) \quad (7.4)$$

Sendo que o valor obtido deve obrigatoriamente ser inferior ao valor limite da pressão específica resistida pelo material, o qual é dado no ANEXO C.

A condição que deve ser atendida para evitar a fluência no material é dada abaixo:

$$P \leq P_G$$

Onde:

P = pressão específica exercida pela área de apoio da cabeça do parafuso

P_G = pressão específica máxima de resistência das partes fixadas.

A tabela do ANEXO F demonstra os valores das principais características físicas e mecânicas dos aços, entre elas o valor das pressões específicas dos materiais.

Atenta-se para o fato de que, se o diâmetro do furo das peças fixadas for maior que o menor diâmetro da área de apoio da cabeça do parafuso, o mesmo deve ser substituído pelo diâmetro do furo da peça.

Se a verificação $P \leq P_c$ estiver correta, prossegue-se com os cálculos, caso contrário um redimensionamento é necessário para validar a condição imposta. Esse redimensionamento pode ser realizado aumentando-se a área de contato entre a cabeça do parafuso e a peça utilizando-se uma arruela normalizada, ou alterando o material das partes fixadas para um material que possua uma pressão específica maior do que o analisado.

No caso de utilização de uma arruela, deve-se ter atenção para a qualidade da arruela, se possui espessura suficiente para garantir a condição acima citada, e ainda se o material com que ela for fabricada é normalizado.

7.3 PRÉ-CARGA DE FIXAÇÃO

A pré-carga de fixação F_k é a força de fixação necessária para manter a junta rigidamente fixada. Uma junta parafusada recebe a pré-carga de fixação em função da necessidade de não abertura de seus lados, sendo suficiente para manter a estabilidade da mesma.

Uma junta pré-carregada com uma determinada força de fixação e solicitada por uma força externa axial F_A irá resistir enquanto o carregamento externo não exceder a pré-carga da junta, ou seja, pode-se aplicar uma força menor ou igual à força de pré-carga sem que ocorra a abertura da junta. Pode ser feita uma confusão quanto a isso quando a conclusão é tomada levando em conta que as forças de pré-carga e carregamento externo somam-se na junta. Porém isso não é verdade. Por exemplo, se uma pré-carga de fixação é aplicada e tem valor igual $10000N$ e um carregamento externo F_A é aplicada sobre a junta, de forma concêntrica, com valor igual a $8000N$, a força F_A “retira” da junta $8000N$ de pré-carga, restando $2000N$ de força para manter a junta unida. Somando-se essas duas forças têm-se $10000N$, que é a força de pré-carregamento.

Para uma junta carregada transversalmente a força de fixação deve garantir que não haja movimento relativo entre as partes fixadas, evitando que o parafuso seja solicitado por cisalhamento, o que causaria, com a força de tração que é aplicada sobre ele, uma queda na sua resistência.

Em resumo, a força de união é a força capaz de anular todas as cargas externas atuantes sobre a junta.

No caso de carregamento axial concêntrico a força de fixação requerida para a junta é a própria força atuante sobre a junta dividido pelo número de parafusos, pois não há nenhum fator que faça essa força variar, a não ser a própria força atuante e o número de parafusos, ou seja, não há nenhum mecanismo semelhante a um braço de alavanca que possa exercer um papel de multiplicador da força que atua sobre a junta. Nesse caso $F_k = F_A$.

No caso de um carregamento axial excêntrico, a excentricidade da força externa atuante sobre a junta faz com que momentos sejam gerados, e flexões são adicionadas na junta, conforme a Figura 13.

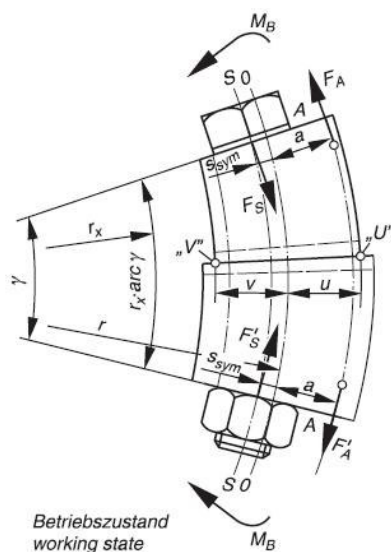


Figura 13: flexão de uma junta excêntrica fixada e excêntrica solicitada

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 81)

Para isso são apresentados na Figura 14 os principais casos de carregamento e fixação excêntricos, bem como os sinais que precedem as grandezas para cada caso.

Loading case/ variant		Tensile working load			Compressive working load		
		I	II	III	IV	V	VI
Dimensional ratios		Position of a and s_{sym} at 0 – 0			Position of a and s_{sym} at 0 – 0		
		on same side		different sides	on same side		different sides
		$a \geq s_{sym}$	$a < s_{sym}$		$a \geq s_{sym}$	$a < s_{sym}$	
Sign	s_{sym}	+	+	–	+	+	–
	u	+	–	+	–	–	–
Explanations		– The distance a of the substitutional line of action of the axial working load is always positive. – Point U always lies at the outermost location of that side of the interface which is at risk of opening, and consequently point V lies at the outermost location of the other side. – The distance v is always positive.					

Figura 14: Casos possíveis de carregamentos e fixações excêntricas

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 57)

A partir das figuras acima é possível observar as formas de aplicação de carregamentos excêntricos em juntas parafusadas.

Os valores da pré-carga de fixação e do torque a serem aplicados nas juntas podem ser obtidos por meio dos ANEXO D e ANEXO E, sendo que a pré-carga de fixação é dada em função do coeficiente de atrito na rosca do parafuso, enquanto o torque descrito na tabela é dado em função do coeficiente de atrito na cabeça do parafuso, no entanto os valores disponibilizados na tabela foram encontrados para um valor fixo para o coeficiente de atrito na rosca, sendo igual a 0,12.

Para tanto, devido às diferenças existentes nos coeficientes de atrito, e para um maior entendimento das variáveis que interferem na obtenção da pré-carga de fixação de uma junta, existem equações para se determinar essas grandezas.

A equação geral para o cálculo da força requerida para a fixação da junta, em um caso de carregamento e fixação excêntricos, é:

$$F_k = \frac{F_A \times a \times u \times A_D - s \times u \times A_D}{I_{BT} + s \times u \times A_D} \quad (7.5)$$

Onde:

F_k = força de fixação requerida pela junta para manter o conjunto rigidamente fixado;

F_A = força axial atuante no parafuso;

A_D = área de contato entre as peças fixadas;

I_{BT} = momento de inércia da área de contato das partes fixadas;

a = distância entre o ponto de aplicação da força externa F_A e o centro de gravidade da placa solicitada;

s = distância entre a força resultante do parafuso F_S e o centro de gravidade da placa solicitada;

u = distância do ponto mais externo da placa solicitada, no lado da placa solicitada, em relação ao centro de gravidade, em que, dependendo das condições de projeto, ocorrerá a abertura da junta;

A equação acima serve apenas de referência, pois como observado na tabela acima, os sinais das grandezas s e u mudam de acordo com a configuração de junta.

A dimensão a é considerada sempre como positiva.

A análise da força de fixação, além de identificar os pontos de aplicação das forças também leva em consideração o momento de inércia da placa solicitada, dado por I_{BT} , sendo este o momento de inércia da área referente à área de contato entre as partes fixadas, dado por:

$$I_{BT} = \frac{b \times C_T^3}{12} \quad (7.6)$$

Onde:

b = largura da área da interface de contato entre as partes fixadas;

C_T = comprimento da área de interface das partes fixadas. É a dimensão que está em paralelo com a linha de ação das forças F_A e F_S , não importando se ocorra o caso onde $C_T < b$.

Quando a geometria a ser estudada é complexa, pode-se fazer uma aproximação para encontrar as características da junta, bem como o I_{BT} , porém nesses casos sugere-se a utilização de softwares para calcular o momento de inércia superficial da peça, sendo que qualquer software de CAD realiza esse tipo de

cálculo. A utilização de softwares tem a vantagem da precisão dos valores obtidos, pois não há aproximação, e sim o valor exato a ser calculado.

Nos casos onde o carregamento se dá de forma transversal, atuando de forma cisalhante sobre a junta, a equação da força de fixação requerida fica:

$$F_k = \frac{F_Q}{\mu_{TR}} \quad (7.7)$$

Onde:

F_Q = força cisalhante atuante sobre o parafuso;

μ_{TR} = coeficiente de atrito na interface da junta, obtido pela tabela abaixo:

Para casos onde há forças transversais atuando de forma rotacional, ou seja, gerando um momento no eixo de rotação da junta, o cálculo da força transversal distribuída para cada parafuso é dada pela equação:

$$F_Q = \frac{2 \times M_{tm\acute{a}x}}{l \times D_t} \quad (7.8)$$

Onde:

$M_{tm\acute{a}x}$ = momento torçor que atua sobre o eixo da junta;

l = número de parafusos da junta;

D_t = diâmetro de fixação dos parafusos, o qual passa pelo centro dos parafusos.

Com a força transversal F_Q calculada, prossegue-se normalmente o cálculo da força de fixação necessária da junta F_k .

A força de fixação do parafuso nos dá o valor da máxima força que o parafuso resiste durante o aperto, sendo que esta não deve ser excedida

7.4 FATOR DE CARGA

Durante o processo de aperto, aplicando-se uma determinada força sobre o parafuso, ocorre o alongamento do mesmo. Esse alongamento é conhecido como resiliência elástica δ . Parte da força que é aplicada no aperto da junta é absorvida pelo parafuso devido ao esse alongamento. Se for considerado que a força aplicada no aperto é a força que realmente está sendo aplicada na junta estará sendo cometido um erro, pois parte desta força é absorvida pelo parafuso, sendo que esta não deve exceder 90% da tensão de escoamento do parafuso, base sobre a qual as

equações da norma estão vinculadas. A parcela da força que é absorvida pelo parafuso é representada por F_{SA} .

$$F_{SA} = \Phi \times F_A \quad (7.9)$$

Onde:

Φ = fator de carga.

Sendo que assim, a força máxima permitida pelo parafuso, em função de suas dimensões e de sua resistência, não será excedida se a condição abaixo for atendida:

$$F_{SA} \leq 0,1 \times R_{p0,2} \times A_s \quad (7.10)$$

Onde:

$R_{p0,2}$ = tensão de escoamento do parafuso.

Ou seja, a parcela de força que o parafuso deve absorver não deve exceder 10% da pré-carga de fixação aplicada sobre a junta.

O fator de carga representa a parcela de carregamento na qual o parafuso e as peças fixadas por ele deverão ser adicionalmente solicitados para compensar a absorção da força de fixação pela resiliência dos componentes da junta, garantindo que a mesma não irá abrir quando a solicitação correspondente for aplicada.

O fator de carga só é calculado em carregamentos de forças axiais, não sendo aplicado em cisalhamento. Isso se deve ao fato de que, em carregamentos transversais, a força absorvida pelo parafuso é considerada no cálculo da força devido à acomodação da junta F_z , a qual leva em consideração as resiliências das partes fixadas e do parafuso. Diferentemente de carregamentos axiais, onde além da perda de pré-carga devido à acomodação dos componentes da junta, há também a perda devido ao alongamento do parafuso durante a solicitação, sendo que parte do carregamento externo F_A sobre a junta é também absorvido pelo parafuso.

Para o cálculo do fator de carga, como ele está diretamente ligado com as resiliências do conjunto, é necessário também o cálculo das resiliências da junta, as quais serão explicadas mais adiante.

A equação para o cálculo do fator de carga em casos de carregamento concêntrico é:

$$\Phi = n \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p} \quad (7.11)$$

Onde:

n = posição do plano de introdução da carga relativo ao comprimento l_k .

δ_p = resiliência das partes fixadas;

δ_s = resiliência do parafuso.

Para os casos onde o carregamento se dá de forma axial e excêntrica, essa excentricidade é considerada nos cálculos, pois a atuação da força externa F_A e da força de reação do parafuso F_S geram flexões adicionais, aumentando a resiliência dos elementos da junta. Porém para este caso o sinal matemático da grandeza s fica invariavelmente positivo.

A equação geral para o fator de carga para carregamentos excêntricos é:

$$\Phi = n \times \frac{\delta_p^{**}}{\delta_s + \delta_p^*} \quad (7.12)$$

Onde:

$$\delta_p^* = \delta_p + \frac{l_k \times s^2}{E_p \times I_{Bers}} \quad (7.13)$$

E:

$$\delta_p^{**} = \delta_p^* + \frac{l_k \times a \times s}{E_p \times I_{Bers}} \quad (7.14)$$

Sendo que a equação final fica:

$$\Phi = n \times \frac{\delta_p + \frac{l_k \times a \times s}{E_p \times I_{Bers}}}{\delta_s + \delta_p + \frac{l_k \times s^2}{E_p \times I_{Bers}}} \quad (7.15)$$

I_{Bers} = momento de inércia superficial da placa que está sendo solicitada;

l_k = espessura da placa;

E_p = módulo de elasticidade ou módulo de Young do material das partes fixadas.

A resiliência das partes fixadas será explicada no capítulo das resiliências da junta.

O sinal matemático da grandeza s obedece às mesmas condições da Figura 14.

Em uma junta rigidamente fixada as forças exercidas pelo parafuso sobre as partes fixadas iniciam-se na superfície de contato entre a cabeça do parafuso e a peça. A distribuição dessas forças não ocorre de forma paralela ao eixo do parafuso

ao longo da seção das partes fixadas. Há uma distribuição que segue a forma de um cone, tendo a sua base menor na superfície de contato entre a cabeça do parafuso e a peça e a sua base maior na superfície de contato entre as partes fixadas, conforme mostra a Figura 15.

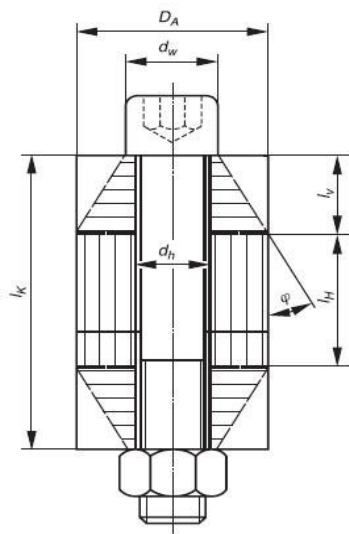


Figura 15: cone de deformação

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 32)

A altura do cone de deformação deve ser considerada, sendo esta dada em função do ângulo de inclinação do cone, tendo como limite para sua base o valor de D_A , conforme figura acima.

Quando o valor do ângulo φ não é conhecido, o mesmo é considerado como sendo próximo a 30° , sendo que o ângulo formado pela inclinação da parede do cone gira em torno de 30° . Este valor considera um erro máximo de 5%, não variando mais que isso, segundo a norma.

Norton (2004, p. 791) explica que a pressão é máxima na área de apoio da cabeça do parafuso e diminui à medida que nos afastamos radialmente da linha de centro do parafuso. A certa distância do centro do parafuso, representado por D_A , a pressão existente na interface de união das peças cai a zero, o que resulta na abertura da junta neste ponto, quando submetida a tensões de tração.

Para furos cegos, ou seja, onde a rosca correspondente está na própria peça, o cone de deformação segue o mesmo raciocínio, porém não está dividido em duas partes, como nas juntas com furos passantes, as quais são fixadas por parafuso. A peça que possui a rosca tem a mesma função do parafuso, portanto nessa região o cone de deformação não é considerado. Ele está presente apenas na peça que está entre a cabeça do parafuso e a peça que possui o furo roscado, conforme a Figura 16.

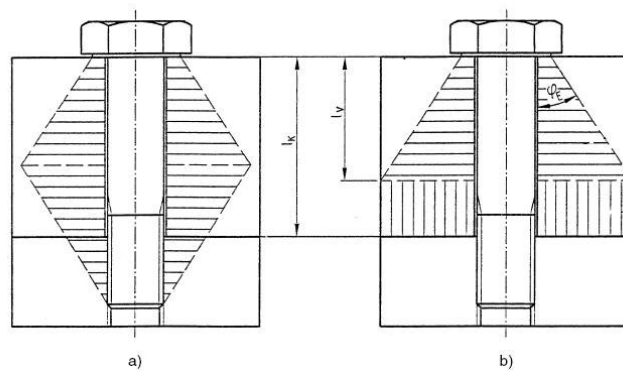


Figura 16: cone de pressão para juntas com furos cegos

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 33)

Para tanto, o cálculo da resiliência, bem como o momento de inércia equivalente das partes fixadas é calculado considerando a região em que o cone de deformação está situado.

A equação do momento de inércia dessa região é dada pela equação:

$$I_{B_{TS}} = \frac{l_k}{\frac{2}{w} \times \left(\frac{l_v}{I_{B_{TS}}^{VS}} \right) + \frac{l_k}{I_{B_{TS}}^H}} \quad (7.16)$$

Onde:

l_v = altura do cone de deformação.

A altura do cone é calculada pela equação:

$$l_v = \frac{D_A - d_w}{2 \times \tan \varphi} \quad (7.17)$$

E deve obedecer à condição.

$$l_v \leq w \times \frac{l_k}{2} \quad (7.18)$$

l_h = espessura resultante das partes fixadas.

A espessura da placa de deformação situada abaixo do cone de deformação, como ilustra a figura 16, é calculada pela equação:

$$l_h = l_k - \frac{2 \times l_v}{w} \quad (7.19)$$

Onde:

$w = 1$ para furo passante

$w = 2$ para furo cego

I_{Bers}^{Vs} = momento de inércia do cone de deformação;

I_{Bers}^H = momento de inércia da placa ou sólido de deformação.

O momento de inércia do cone de deformação é calculado levando em conta os diâmetros superiores e inferiores do cone, bem como a excentricidade de fixação do parafuso em relação ao centro de gravidade da peça. A região que se situa ao redor do cone não é considerada.

A equação para o cálculo de I_{Bers}^{Vs} é:

$$I_{Bers}^{Vs} = \frac{0,147 \times (D_A - d_w) \times d_w^3 \times D_A^3}{D_A^3 - d_w^3} + \frac{s^2 \times \pi \times D_A^2}{4} \quad (7.20)$$

Quando as dimensões do cone de deformação são encontradas, geralmente ocorre que a altura do cone fica menor que a espessura da peça na qual ele está situado. Nesses casos o restante da peça, até a interface com a outra peça que está sendo comprimida também é considerado para o cálculo da resiliência das partes fixadas, sendo que esta região é considerada como um cilindro contínuo com diâmetro igual a D_A . Para o cálculo do I_{Bers}^H essa região é considerada como se fosse um quadrado, sendo que os lados são iguais ao diâmetro de D_A .

A equação que define a resiliência desta região é:

$$I_{Bers}^H = \frac{b \times C_T^3}{12} = \frac{D_A^4}{12} \quad (7.21)$$

Em alguns casos pode ocorrer da dimensão l_v resultar, nos cálculos, em um valor que esteja acima do limite de altura do cone, ou seja, para furos passantes é maior que $l_v > 2 \times l_k$ e para furos cegos $l_v > l_k$. Isso ocorre porque a inclinação do cone de pressão é limitada, conforme convencionado pela norma, em 30° , girando

em torno disso. Essas situações não são permitidas, pois fariam com que os valores dos momentos de inércia dessa região, bem como as resiliências, ficassem com valores não reais, em consequência do valor de l_V ter ultrapassado os limites da junta. Assim sendo, nesses casos, deve se considerar a altura do cone como sendo $l_V = l_K/2$ para furos passantes e $l_V = l_K$ para furos cegos, bastando apenas identificar o diâmetro D_A .

Em função da situação acima, quando ocorrer, a altura da placa de deformação l_H , bem como a resiliência δ_F^H e o momento de inércia $I_{B_{eff}}^H$ desta região não existirão.

7.5 RESILIÊNCIA DA JUNTA

De toda a força que é aplicada sobre os componentes de uma junta parafusada, parte dela é absorvida pelo parafuso e parte é absorvida pelas peças nas quais o parafuso está comprimindo.

O conhecimento das resiliências dessas partes é necessário para se conhecer qual a parcela da pré-carga de fixação é absorvida por esses elementos, sendo que isso possibilita compensar, no momento da aplicação do pré-carregamento, essa força absorvida pelas partes da junta.

7.5.1 Resiliência do Parafuso

O parafuso, pelo fato de possuir uma área de seção transversal menor que a área do cone de deformação, terá uma resiliência maior que as partes fixadas, fazendo com que seja o elemento da junta que possui a maior parcela de absorção da força de pré-carregamento.

Para o cálculo da resiliência do parafuso, o mesmo é dividido em três partes, que são a cabeça do parafuso, a haste que corresponde à espessura das partes fixadas e a parte do parafuso que está engajada na porca, ou no caso de um furo roscado, na peça que possui o furo roscado. A resiliência da cabeça é considerada, pois há um alongamento que deve ser considerado nessa região, conforme a Figura 17, não tão representativo, mas existente.

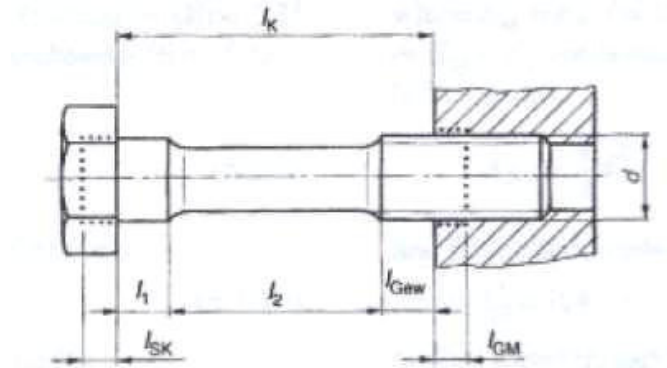


Figura 17: divisão do parafuso em partes individuais para o cálculo da resiliência individual

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 28)

Esse cilindro equivalente, como pode ser denominado, é calculado pela equação:

$$\delta_k = \frac{0,4 \times d}{E_s \times A_n} \quad (7.22)$$

Onde,

δ_k = resiliência da parte que corresponde ao cilindro equivalente existente cabeça do parafuso;

d = diâmetro nominal do parafuso;

E_s = módulo de elasticidade ou módulo de Young do material do parafuso;

A_n = área correspondente ao diâmetro do cilindro equivalente da cabeça do parafuso, que corresponde ao diâmetro nominal.

A resiliência da haste do parafuso corresponde à parte que está entre as partes fixadas, correspondendo à dimensão l_k .

Há um cuidado que deve ser tomado em relação aos parafusos que possuem rosca parcial, pois nesses casos há dois diâmetros diferentes na região considerada para o cálculo desta resiliência: o diâmetro da parte que possui rosca e o diâmetro da parte que não possui rosca, sendo que nessas situações devem-se calcular as resiliências de ambas as partes, pois o diâmetro a ser considerado no cálculo muda de uma seção para outra. Consequentemente devem ser utilizados nas equações os comprimentos respectivos a cada seção de diâmetro que será calculada. Essa observação vale também para os parafusos que possuem haste reduzida, caso seja estudado.

Para tanto, a resiliência da haste do parafuso é calculada pela equação:

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_s \times A_1} \quad (7.23)$$

Onde:

δ_1 = resiliência da haste do parafuso, que corresponde ao comprimento l_k ;

l_1 = comprimento da haste do parafuso correspondente à l_k ;

E_s = módulo de elasticidade ou módulo de Young do material do parafuso;

A_1 = área correspondente ao diâmetro da haste do parafuso.

A resiliência da parte do parafuso que está engajada na rosca da porca, ou na rosca da própria peça quando se trata de furos roscados, é calculada pela equação:

$$\delta_{GM} = \frac{l_G}{E_s \times A_{d3}} + \frac{l_M}{E_s \times A_N} \quad (7.24)$$

Onde:

δ_{GM} = resiliência da parte da rosca engajada do parafuso;

l_G = comprimento equivalente da parte engajada da rosca, que é representado por $0,5 \times d_n$, onde d_n é o diâmetro nominal da rosca;

l_M = comprimento equivalente da parte engajada da rosca, que é representado por $0,4 \times d_n$, onde d_n é o diâmetro nominal da rosca;

A_{d3} = área de seção transversal de menor diâmetro do parafuso

E_s = módulo de elasticidade ou módulo de Young do material do parafuso;

A_N = área correspondente ao diâmetro nominal do parafuso.

Considerando as correspondências acima, a equação para o cálculo da resiliência da parte engajada do parafuso fica:

$$\delta_{GM} = \frac{0,5 \times d_N}{E_s \times A_{d3}} + \frac{0,4 \times d_N}{E_s \times A_N} \quad (7.25)$$

A resiliência total do parafuso é dada pela soma de todas as resiliências das partes do parafuso, sendo:

$$\delta_s = \delta_k + \delta_1 + \delta_{GM} \quad (7.26)$$

7.5.2 Resiliência das Partes Fixadas

Em uma junta rigidamente fixada as forças exercidas pelo parafuso sobre as partes fixadas iniciam-se na superfície de contato entre a cabeça do parafuso e a peça, conforme explicado no capítulo do fator de carga.

Para o cálculo da resiliência das partes fixadas, as regiões que serão consideradas no cálculo correspondem ao cone de pressão e a placa de deformação, a qual está situada abaixo do cone, conforme a Figura 16.

A resiliência das partes fixadas é dada pela equação:

$$\delta_p = \frac{2}{w} \times \delta_p^V + \delta_p^H \quad (7.27)$$

Onde:

δ_p^V = resiliência do cone de deformação;

δ_p^H = resiliência da placa de deformação, com diâmetro igual ao diâmetro da base maior do cone.

A resiliência do cone de deformação é encontrada pela equação:

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_w + d_h) \times (d_w + 2 \times l_v \times \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \times (d_w + 2 \times l_v \times \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_p \times d_h \times \pi \times \tan \varphi} \quad (7.28)$$

E a resiliência da placa de deformação é dada pela equação:

$$\delta_p^H = \frac{4 \times l_H}{E_p \times \pi \times (D_A^2 - d_h^2)} \quad (7.29)$$

7.6 PERDA DE PRÉ-CARGA

A perda da força de fixação pelo relaxamento tem impactos na junta reduzindo a deformação elástica das partes, além de reduzir a pré-carga de montagem.

A principal causa da perda de pré-carga por relaxamento está na deformação elástica da junta, que pode estar associada à característica do material utilizado nas peças fixadas, bem como a planicidade de uma superfície possivelmente irregular. Em questão disso atenta-se para o fato de que as partes fixadas devem ter um bom acabamento na área de interface dos componentes da

junta, evitando que algumas áreas fiquem mais carregadas que outras e também diminuindo a intensidade dos fatores que causam o relaxamento da junta.

Essas perdas devem ser consideradas no cálculo da força máxima de fixação para compensar a diferença que irá ocorrer após o relaxamento.

A equação que define a perda de carga por relaxamento é:

$$F_s = \frac{f_s}{\delta_s + \delta_p} \quad (7.30)$$

Onde:

$$f_s = 3,29 \times 10^{-3} \times \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0,34} \quad (7.31)$$

Os valores obtidos por esta equação são válidos somente para quando os valores da pressão específica das peças estiverem de acordo com a tabela do ANEXO F, a qual apresenta valores para as pressões específicas limite de vários materiais, caso contrário as peças fixadas estarão sujeitas à fluência, aumentando ainda mais os valores da perda de pré-carga.

Há outro fator que pode contribuir na perda de pré-carga de montagem, o qual ocorre quando há variação de temperatura na junta $\Delta F'_{VTH}$, resultando na dilatação térmica das partes fixadas, bem como do parafuso, aumentando a resiliência da junta. A grandeza $\Delta F'_{VTH}$ deve ser somada ao cálculo da força mínima de fixação requerida pela junta, bem como considerada no cálculo da pressão específica atuante sobre a junta.

$$\Delta F'_{VTH} = \frac{L_k \times (\delta_s \times \Delta T_s - \delta_p \times \Delta T_p)}{\delta_s \times \frac{E_{SRT}}{E_{ST}} + \delta_p \times \frac{E_{PRT}}{E_{PT}}} \quad (7.32)$$

Onde:

$\Delta F'_{VTH}$ = perda de pré-carga devido à variação de temperatura da junta;

ΔT_s = variação de temperatura do parafuso;

ΔT_p = variação de temperatura da junta;

E_{SRT} = módulo de elasticidade do parafuso a temperatura ambiente;

E_{ST} = módulo de elasticidade do parafuso na temperatura de trabalho;

E_{PRT} = módulo de elasticidade da junta a temperatura ambiente;

E_{PT} = módulo de elasticidade da junta à temperatura de trabalho.

7.7 FATOR DE APERTO

A determinação das dimensões do parafuso e resistências dos mesmos dependem da intensidade da pré-carga requerida pela junta.

A pré-carga de fixação pode ser aplicada utilizando-se vários métodos de aperto, como parafusadeiras, chaves de impacto, torquímetros, aperto por ângulo de torque, entre outros. Porém cada um desses métodos possui uma peculiaridade que é a dispersão da pré-carga nominal que é aplicada no parafuso. Se houvesse um aparelho capaz de garantir que 100% do torque indicado em seu dispositivo de regulação fosse realmente aplicado não haveria a necessidade de se considerar a variação do método de aperto no cálculo, no entanto esse aparelho não existe. A dispersão do aperto se deve à grande variação dos coeficientes de atrito atuantes nas partes que estão atuando na junta, como o atrito entre a cabeça do parafuso e a peça, o atrito na interface de contato das peças, o atrito na rosca do parafuso.

Portanto é necessário trabalhar com essa variação causada pelo equipamento de aperto no cálculo da força de fixação requerida pela junta utilizando-se um multiplicador conhecido por fator de aperto α .

Sendo o fator de aperto $\alpha > 1$, o valor da pré-carga requerida tende a aumentar necessitando de um parafuso de maior bitola ou mais classe de resistência para suprir a necessidade do aumento da pré-carga de fixação da junta. A Figura 18 faz uma comparação entre o fator de aperto e função da dispersão da pré-carga de fixação.

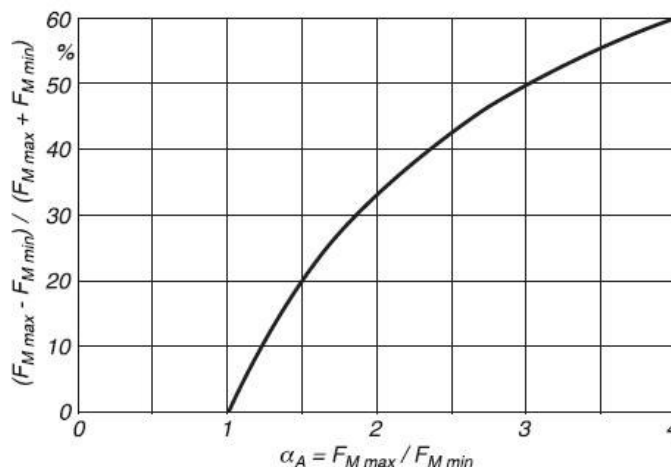


Figura 18: relação entre a dispersão da pré-carga e o fator de aperto α_A

Fonte: VDI 2230 PARTE 1 (2003, p. 69)

Portanto o método de aperto utilizado tem grande influência no resultado da pré-carga de fixação, e conseqüentemente nas características do parafuso a ser selecionado, em alguns casos variando até 60% no valor da pré-carga, ou seja, nesse exemplo de variação, um parafuso selecionado teria seu diâmetro nominal aumentado em 60%.

7.8 MÉTODOS DE APERTO

A escolha do método de aperto a ser utilizado tem grande influência na determinação do tipo de parafuso, no que tange o diâmetro e a classe de resistência, sendo em alguns casos um ponto a ser altamente relevante nos custos de produção, dependendo da utilização dos parafusos.

Durante o aperto, um cuidado simples, porém importante, deve ser tomado em relação à seqüência com que os parafusos recebem o pré-carregamento. O aperto deve ser realizado sempre em sentidos cruzados. No caso de uma junta com quatro parafusos, deve-se apertar um parafuso e, posteriormente, o parafuso que está no lado oposto do parafuso que foi apertado. Isso faz com que a carga aplicada sobre a junta seja distribuída uniformemente sobre todos os parafusos, o que irá aumentar a eficiência da junta.

Abaixo são citados alguns dos principais métodos de aperto utilizados, bem como suas características. O ANEXO G apresenta uma tabela com os valores do fator de aperto, bem como a dispersão de aperto que os métodos de aperto apresentam.

7.8.1 Chave de Impacto

A chave de impacto é um dos equipamentos mais usados nas fábricas, seja pelo seu relativo baixo custo, como pela sua manuseabilidade. A relação entre peso e tamanho do equipamento e capacidade de operação é alta, devido ao seu sistema de transferência de energia para a chave de aperto, além transferir uma pequena reação do torque para a mão do operador. Porém a chave de impacto apresenta alto nível de imprecisão do torque aplicado.

7.8.2 Parafusadeira Pneumática

A parafusadeira pneumática é um dos equipamentos mais comuns nas linhas de montagem. São equipamentos ágeis e versáteis quando se deseja alta produtividade. Porém a precisão do aperto não é adequada para uma junta que necessita de um aperto controlado. Sua dispersão de aperto varia de 10 a 20%. O controle do torque é controlado por uma válvula que se abre quando a pressão no interior do sistema excede o valor predeterminado correspondente ao torque selecionado.

7.8.3 Torquímetro

Os torquímetros são usualmente os equipamentos de aperto comumente usados quando se deseja obter precisão, na faixa de 4% para equipamentos mecânicos e em torno de 1% para equipamentos controlados eletronicamente. Esses equipamentos possuem um corpo elástico no seu interior que faz o papel de regulador do torque a ser aplicado, sendo que a força gerada pelo braço do operador no momento do aperto é transmitida para uma mola interna que, em função da constante elástica da mesma, faz com que um mecanismo semelhante a uma catraca seja desarmado, dando um golpe em falso a favor da direção de aperto

da porca, sinalizando que o torque selecionado na regulação do equipamento foi alcançado.

7.8.4 Torque por Escoamento Plástico

Para apertos que são controlados em função do escoamento plástico do parafuso, o ponto de escoamento é eletronicamente identificado, medindo-se o torque e o ângulo de rotação durante o aperto. Este processo é independente do atrito na cabeça do parafuso, pois o parafuso é continuamente apertado até que seja atingido o limite de escoamento do material. Este é um dos métodos mais precisos disponíveis no mercado, pois consegue utilizar o máximo rendimento do parafuso, utilizando praticamente toda a sua disponibilidade de resistência à tração, aplicando-a totalmente sobre a junta.

7.8.5 Torque por Tensão Hidráulica

Para este método de aperto, o parafuso é inicialmente tracionado até que seja excedido o limite de escoamento do parafuso. Assim a porca é afastada da face de contato com a peça que está sendo fixada e, posteriormente, rotacionada até que a pré-carga de fixação seja atingida. Após isso o parafuso é solto e aplica toda a sua carga devido à resiliência sobre as partes fixadas. Uma desvantagem desse método é que o parafuso é tensionado acima do limite da tensão de escoamento do mesmo, o que causa, no momento em que ele volta a exercer pressão sobre a junta, uma perda de pré-carga devido à redução da sua resiliência.

Quando o dimensionamento da junta é realizado e o parafuso selecionado possui classe de resistência igual a 10.9 ou 12.9 deve ser verificado se há uma porca com a respectiva resistência, sendo que normalmente as porcas possuem resistência 8, equivalendo a um parafuso 8.8. Nesse caso, se na junta for utilizada uma porca com resistência 8 com um parafuso 10.9 ou superior, a força máxima de fixação que o conjunto irá suportar antes da falha corresponde à resistência 8.8, ou seja, 640N/mm^2 . Ha casos de utilização de parafusos com classe de resistência 10.9 ou 12.9 onde a rosca, representando a porca, é feita diretamente na peça, podendo assim possuir uma maior área de contato ou mesmo ser de material com igual ou maior resistência do parafuso.

7.9 FORÇA DE FIXAÇÃO

A força de fixação da junta representa o quanto a junta deve ser comprimida para que mantenha sua função de rigidez, evitando que ocorra a abertura da mesma.

Inicialmente, para o parafuso selecionado, devem-se conhecer quais são os seus limites, ou seja, qual a intensidade da força de fixação que pode ser aplicada sobre ele sem que o mesmo venha a falhar. A força máxima que pode ser aplicada sobre a junta $F_{M_{\max}}$ é obtida em função das características do parafuso e da junta, que são as dimensões do parafuso, sua resistência à carga de prova, o coeficiente de atrito na rosca do parafuso e o rendimento que se deseja obter do parafuso, sendo que este último deve estar estritamente ligado com o método de aperto utilizado.

Segundo artigo elaborado por Santos (2008), as proporções de forças atuantes nas juntas seguem de acordo com a representação da Figura 19.

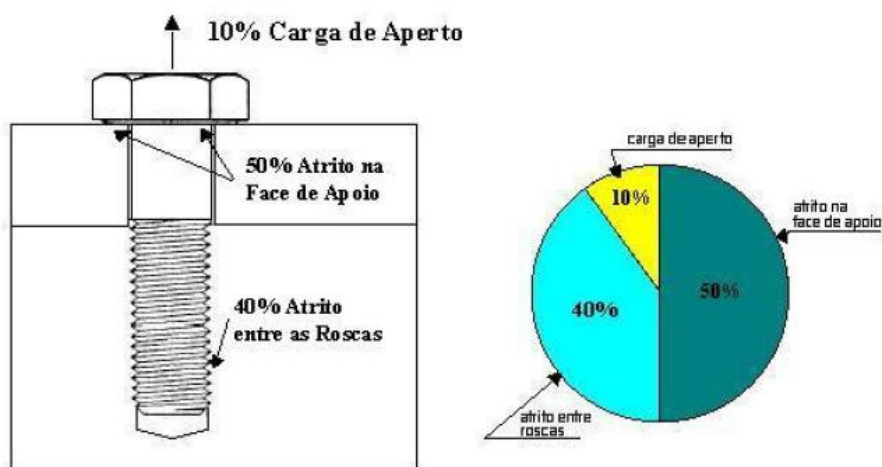


Figura 19: distribuição da pré-carga de fixação na junta

Fonte: Santos (2008)

A Figura 19 representa a distribuição da pré-carga de aperto em pontos específicos da junta. A maior parte da pré-carga se dá para vencer a força de atrito na junta.

Quando um parafuso é tensionado corretamente, ele irá trabalhar segundo as necessidades da junta. A pré-carga de fixação que é aplicada na junta é um ponto crítico, pois caso a tensão de pré-carga for menor que a tensão requerida pela junta, a porca ficará de certa forma solta, fazendo com que a mesma vibre e se solte. Se a tensão de pré-carga exceder a tensão máxima permitida pelo parafuso, ele será deformado plasticamente, diminuindo sua resiliência e consequentemente, diminuindo a pré-carga de fixação da junta.

A única variável que interfere no valor da força máxima de aperto, mantendo todas as características do parafuso, é o coeficiente de atrito na rosca. Nessa situação é calculada a força máxima que o parafuso resiste quando o coeficiente de atrito na rosca é mínimo, ou seja, calcula-se a força que deve ser aplicada, sem que haja a falha do parafuso, para uma situação favorável ao aperto, onde o deslizamento entre as faces de contato da rosca são máximos.

A Figura 20 mostra os locais onde atuam os coeficientes de atrito na rosca μ_G e no apoio da cabeça do parafuso μ_k .

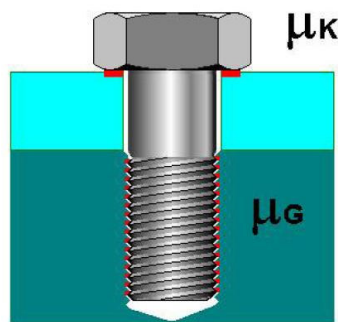


Figura 20: Localização dos coeficientes de atrito μ_G e μ_k

Fonte: Muniz (2007)

O cálculo da força máxima que o parafuso pode suportar deve ser feita através da equação:

$$F_{M_{\max}} = \frac{v \times R_{p0.2} \times A_s}{\sqrt{1 + 3 \times \left[R_s \left(\frac{p}{\pi \times d_2} + 1,155 \times \mu_{G_{\min}} \right) \right]^2}} \quad (7.33)$$

Onde:

$R_{po,z}$ = tensão de escoamento do parafuso.

Ex: um parafuso com classe de resistência 8.8, a sua tensão de escoamento é igual a:

$$800N/mm^2 \times 0,8 = 640N/mm^2$$

A_s = área de tensão da seção transversal do parafuso, dada por:

$$A_s = \frac{\pi}{4} \times \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 \quad (7.34)$$

R = raio da raiz da rosca

$$R = \frac{4}{1 + \frac{d_3}{d_2}} \quad (7.35)$$

ν = rendimento do parafuso. Para apertos realizados abaixo da zona elástica do parafuso, $\nu = 0,9$. Para apertos que atinjam ou excedem a tensão de escoamento do parafuso, $\nu = 1,05$.

Para casos onde se está trabalhando com parafusos com haste reduzida, sendo que estes não são encontrados em tabelas, as equações de R e A são, respectivamente:

$$R_T = \frac{2d_2}{d_T} \quad (7.36)$$

E:

$$A_T = \frac{\pi}{4} \times d_T^2 \quad (7.37)$$

Onde:

d_T = diâmetro da haste para parafusos com diâmetro reduzido.

Se isolarmos o denominador da equação da força máxima a que o parafuso resiste, teremos como resultado o rendimento do parafuso.

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \times \left[R_s \left(\frac{p}{\pi \times d_2} + 1,155 \times \mu_G \right) \right]^2}} \quad (7.38)$$

Com essa equação pode ser observado que o rendimento é dado em função unicamente do coeficiente de atrito na rosca do parafuso. Assim sendo, quanto maior for o valor de μ_G , menor será o rendimento, conforme a Figura 21.

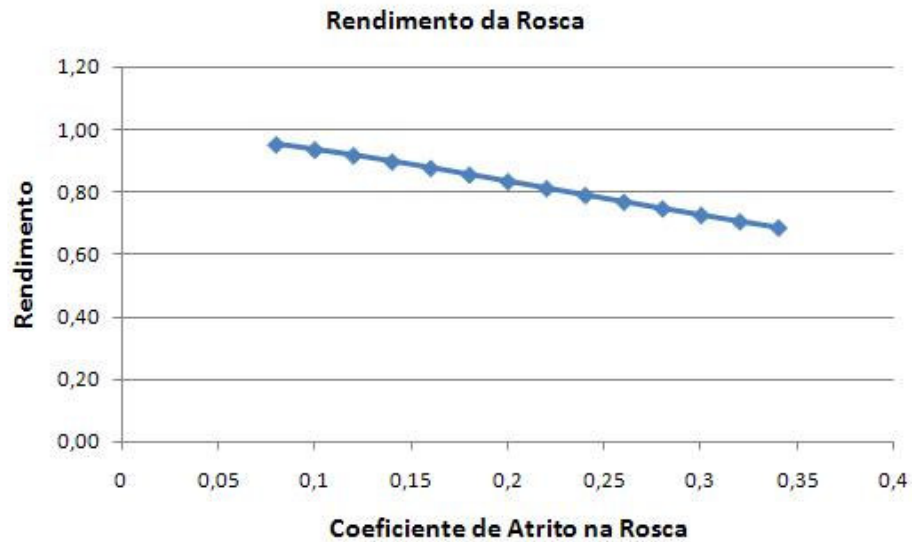


Figura 21: Rendimento do parafuso em função do coeficiente de atrito na rosca

Fonte: Própria

Com a análise do gráfico apresentado na Figura 21 conclui-se que quanto maior for o coeficiente de atrito na rosca, menor será a resistência do parafuso, e consequentemente menor será a intensidade da pré-carga de montagem a que a junta poderá ser submetida.

Com o conhecimento do valor da máxima força a que o parafuso pode ser solicitado, esta deve ser comparada com a força máxima que a junta necessita para se manter rígida, sem que ocorra a abertura de um dos lados.

A equação que define a força máxima requerida para fixação da junta é:

$$F_{M_{\max req}} = \alpha \times [F_{k_{estf}} + (1 - \Phi) \times F_A + F_z] \quad (7.39)$$

Esta é a principal equação para dimensionamento de parafusos. É considerada para todos os tipos de aperto que ocorrem dentro da linha elástica e considera a dispersão do método de aperto. .

Após terem sido identificadas os limites e necessidades de carregamento da junta, a verificação dos mesmos deve ser feita, pois a força máxima requerida pela junta $F_{M_{\max req}}$ não deve exceder a capacidade do parafuso $F_{M_{\max}}$.

Para isto, segue a condição:

$$F_{M_{\max}} \geq F_{M_{\max req}}$$

Posteriormente vem a etapa de identificação do torque necessário à junta para que a força requerida para garantir a estabilidade da junta seja atingida.

Há duas maneiras de obter o valor do torque:

A primeira delas é por meio das tabelas 1 a 4. Com o valor do diâmetro do parafuso encontrado na tabela 7, a classe de resistência e o valor do coeficiente de atrito na superfície de apoio da cabeça do parafuso, através das tabelas encontram-se os valores para o torque a ser aplicado em uma junta. Porém este não é maneira mais correta de selecionar o torque, pois os valores existentes na tabela foram encontrados usando um coeficiente de atrito fixo para a rosca do parafuso, igual a 0,12.

Em função disso, a segunda opção para se calcular o torque da junta é utilizando o equacionamento.

Usualmente as literaturas determinam o valor do torque através da equação descrita abaixo:

$$M_A = F_{M^{máx} req} \times d \times k \quad (7.40)$$

Onde:

$F_{M^{máx} req}$ =força máxima requerida pela junta para fixação;

d = diâmetro do parafuso;

k = fator de torque.

O fator k representa o atrito na junta. Alguns autores apresentam tabelas que definem um k para cada situação de montagem, sendo tratado de forma grosseira e imprecisa.

A equação apresentada pela norma v = rendimento do parafuso. Para apertos realizados abaixo da zona elástica VDI 2230 para o cálculo do torque possui a mesma estrutura, porém ela é desmembrada e os coeficientes de atrito são explícitos e calculados em membros separados na equação, estando relacionados com suas respectivas superfícies de contato na junta, sendo calculado pela seguinte equação:

$$M_{A^{máx}} = F_{M^{máx}} \times \left(0,16 \times p + 0,58 \times d_2 \times \mu_{G^{mín}} + \frac{D_k}{2} \times \mu_{k^{mín}} \right) \quad (7.41)$$

Onde:

D_k = diâmetro efetivo para o atrito na área de apoio da cabeça do parafuso.

p = passo da rosca

O cálculo do diâmetro efetivo, ou diâmetro médio, de apoio da cabeça do parafuso, o qual está sujeito à ação da força de atrito é:

$$D_k = \frac{2}{3} \left(\frac{d_w^3 - d_h^3}{d_w^2 - d_h^2} \right) \quad (7.42)$$

Pode se observar que a força máxima a ser aplicada na junta continua a mesma, porém o diâmetro nominal do parafuso foi substituído pelo menor diâmetro do parafuso e o fator k foi detalhado.

Em função desses fatores é necessário compensar essa falta de precisão nos valores dos torques a serem aplicados. Porém não basta apenas aplicar a tolerância do equipamento de aperto diretamente aos valores do torque encontrados no cálculo.

Como é de conhecimento, os equipamentos de aperto existentes não oferecem uma precisão de 100% do aperto indicado na regulagem do equipamento. Há equipamentos mais precisos do que outros, como os torquímetros, que possuem uma precisão em média de $\pm 5\%$, variando de acordo com o fabricante, comparando com outros métodos de aperto como as parafusadeiras ou chaves de impacto, que dão em média uma precisão de ± 20 a 40%.

Se calcularmos o torque considerando a sua variação em função dos coeficientes de atrito seria necessário a utilização de um equipamento de aperto que oferecesse tal precisão, ou seja, que tivesse sua faixa de dispersão de torque entre o torque calculado com os coeficientes de atrito máximo e mínimo.

Portanto a maneira mais correta de se calcular a variação do torque a ser aplicado é justamente em função da margem de erro do método de aperto. Assim, calcula-se o torque a ser aplicado como sendo máximo, com o coeficiente de atrito mínimo, e aplica-se a dispersão de torque oferecida pelo método de aperto.

Por exemplo, se o torque máximo encontrado foi de 20 Nm significa que para a junta, ou parafuso, em questão, não se poderá aplicar um torque superior a 20 Nm . Se aplicarmos diretamente a tolerância do equipamento de aperto sobre esse valor ($20\text{ Nm} \mid 15\% = 23\text{ Nm}$) terá um acréscimo do torque máximo a ser aplicado, ou seja, estaríamos excedendo a resistência do parafuso, o que poderia resultar no escoamento ou mesmo rompimento do parafuso.

O que deve ser feito é considerar o valor de $20Nm$ como se já estivesse na tolerância máxima do equipamento, ou seja, no valor de $20Nm$ já está incluído a tolerância de 15%. Para fazer essa compensação basta fazer uma regra de três:

$$M_{Amin} = \frac{M_{Amax} \times (100 - \Delta T)}{100 + \Delta T} \quad (7.43)$$

Onde:

ΔT = tolerância (+) do equipamento de aperto, sendo esta a variação para mais e para menos. Caso a tolerância seja dada como a amplitude, deve-se dividi-la por dois.

O valor encontrado com a relação acima é o torque mínimo a ser aplicado na junta para garantir que não ocorra a abertura da mesma. Uma análise pode ser feita para garantir que o torque mínimo encontrado não seja inferior ao torque mínimo necessário para dar à junta a força de pré-carga necessária para garantir a rigidez da junta. Essa análise é feita a partir do método de aperto utilizado. Assim sendo, como no valor da força máxima requerida pela junta já está sendo considerada a dispersão do equipamento de aperto, no cálculo do torque mínimo esta tolerância estará sendo lançada para seu valor mínimo, o qual representa o torque mínimo a ser aplicado. Para tanto se deve fazer uma relação de valores para garantir que o torque mínimo não seja inferior ao torque mínimo requerido pela junta.

Quanto mais alta é a tolerância do equipamento de aperto, ou seja, quanto maior for a dispersão do torque aplicado, mais alto será o valor do fator de aperto

Para saber o torque que deve ser aplicado na junta considerando a tolerância do equipamento, somam-se os torques máximo e mínimo e divide-se por dois, sendo que o valor obtido é o torque médio, entre o máximo e o mínimo que pode ser aplicado, o qual estará dentro da faixa de tolerância do equipamento de aperto.

$$M_A = \frac{M_{Amax} + M_{Amin}}{2} \quad (7.44)$$

7.10 RESISTÊNCIA À FADIGA

Quando a junta está sob carregamentos alternados, com máximos e mínimos, deve ser realizada uma verificação quanto à resistência do parafuso às forças de fadiga, onde um parafuso está submetido a esforços repetitivos. Essa

verificação deve ser feita, pois mesmo um parafuso tendo recebido a pré-carga necessária para manter a junta rigidamente fixada, o mesmo poderá vir a falhar durante a sua vida útil devido aos carregamentos alternados aos quais ele é submetido. Segundo TELLEP (2008) os três pontos do parafuso em que ocorre a concentração de tensões e, conseqüentemente, a ruptura por fadiga são a cabeça do parafuso, o início da rosca e o primeiro filete engajado da rosca, sendo que 65% das falhas ocorrem no primeiro filete engajado da rosca.

A verificação da resistência à fadiga só é realizado em situações onde há carregamentos axiais, sendo que as forças externas atuantes sobre a junta atuam diretamente, ou indiretamente nos casos de carregamentos excêntricos, sobre o corpo do parafuso, fazendo com que o mesmo sofra alongamentos e recolhimentos, de forma cíclica alternada.

No caso de carregamentos transversais, ou cisalhantes, a resistência a fadiga não é necessária ser calculada, pois o que garante a rigidez da junta é o atrito entre as partes fixadas gerada pela força de fixação do parafuso.

Para carregamentos concêntricos, a tensão de fadiga é dada pela equação:

$$\sigma_a = \pm \frac{\Phi_n \times F_A}{2 \times A_{d3}} \quad (7.45)$$

Para carregamentos excêntricos, além da força axial aplicada sobre a junta, devem ser consideradas as excentricidades das forças F_A e F_S , pois as mesmas, assim como na força de fixação da junta, geram flexões adicionais, aumentando a deformação da junta.

A equação para calcular a tensão de fadiga é:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{SAb}}{2} \quad (7.46)$$

Onde:

$$\sigma_{SAb} = \left[1 + \left(\frac{1}{\Phi_n} \pm \frac{s}{a} \right) \times \frac{l_k}{l_{ers}} \times \frac{E_s}{E_p} \times \frac{a \times \pi \times d_3^3}{8 \times Ib_{ers}} \right] \frac{\Phi_n \times F_A}{A_{d3}} \quad (7.47)$$

Onde:

Ib_{ers} = momento de inércia superficial da placa que está sendo solicitada menos o momento de inércia do furo da peça.

$$Ib_{ers} = Ib_{ers} - \frac{\pi \times d^2}{4} \quad (7.48)$$

l_{ers} = comprimento substitucional para um parafuso com rosca sobre todo o seu comprimento.

Para a resistência a fadiga, o corpo do parafuso deve ser substituído por um corpo com comprimento equivalente l_{ers} , sendo que este corpo substitucional, teoricamente, possui rosca ao longo de toda a sua extensão.

A equação para o cálculo do corpo equivalente é:

$$l_{ers} = d_s^4 \times \left(\frac{l_k}{d_N^4} + \frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_n}{d_n^4} + \dots + \frac{l_n}{d_n^4} + \frac{l_g}{d_g^4} + \frac{l_M}{d_M^4} \right) \quad (7.49)$$

Sendo assim:

$$l_{ers} = d_s^4 \times \left(\frac{0,5 \times d}{d_N^4} + \frac{l_1}{d_1^4} + \frac{l_n}{d_n^4} + \dots + \frac{l_n}{d_n^4} + \frac{0,4 \times d}{d_g^4} + \frac{0,5 \times d}{d_M^4} \right) \quad (7.50)$$

A tensão máxima alternada de fadiga σ_A a que o parafuso resiste segundo Leite (p. 173, apud Kloos), pode ser obtida pela equação abaixo, a qual foi determinada empiricamente:

$$\sigma_A = \pm \left(\frac{180}{d} + 52 \right) \times 0,75 \quad (7.51)$$

Cujo gráfico é apresentado na Figura 22.

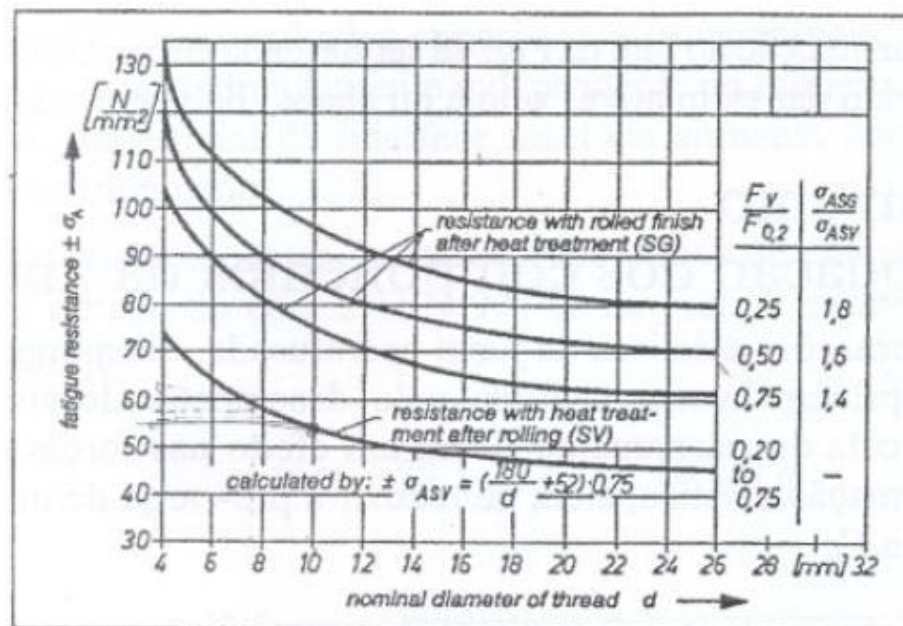


Figura 22: resistência à fadiga de parafusos métricos sob carregamentos alternantes

Fonte: Leite (p. 173)

Para que o parafuso resista às tensões alternadas atuantes na junta, a seguinte condição deve ser atendida:

$$\sigma_a < \sigma_A$$

7.11 VERIFICAÇÃO DA PRESSÃO ESPECÍFICA

No início do processo de cálculo de juntas, uma verificação prévia da pressão específica atuante na interface de contato entre a cabeça do parafuso e a peça a qual ele está fixando foi realizada. No entanto, para os cálculos realizados, uma nova força de fixação $F_{Mmáx}$ foi encontrada. Em virtude disso uma nova verificação da pressão específica atuante sobre a junta é necessária.

Para essa nova verificação, a equação da pressão específica é:

$$P = \frac{F_{Mmáx} + \Phi \times F_A}{A_p} \quad (7.52)$$

E novamente a condição deve ser atendida:

$$P \leq P_c$$

7.12 COEFICIENTE DE SEGURANÇA

O coeficiente de segurança é um ponto importante em qualquer cálculo que envolva o projeto de algum dispositivo mecânico. O coeficiente de segurança do parafuso pode ser calculado pela seguinte equação:

$$C_s = \frac{F_{Mmáx}}{F_{Mmáx\ req}} \quad (7.53)$$

Sendo que a força máxima requerida para a função selante da junta nunca deverá exceder a força máxima permitida pela junta, que é limitada pela resistência à tração do parafuso.

A norma VDI 2230 (2003, p. 26) orienta para que, em casos de carregamentos estáticos, o coeficiente de segurança não seja inferior a 1,2 e quando o carregamento se dá de forma excêntrica o coeficiente de segurança não deve ser inferior a 1,8.

8 VERIFICAÇÕES DE JUNTAS PARAFUSADAS

Como são indicadas na norma, todas as etapas de cálculo podem ser aplicadas para a verificação de juntas que já possuem o parafuso previamente dimensionado. Nesse procedimento é realizada uma verificação do parafuso para conhecer seus limites e consequentemente se está de acordo com as necessidades de fixação da junta, caso contrário é necessário o redimensionamento da mesma.

Para se realizar a verificação de uma junta a etapa de seleção do parafuso pode ser pulada, pois a junta em questão já utiliza um ou mais parafusos. O que deve ser feito é verificar se o parafuso que está sendo utilizado está de acordo ou não com as necessidades da junta.

9 PROGRAMA DE CÁLCULO

A elaboração do programa para o cálculo de juntas parafusadas teve como justificativa a necessidade da empresa em tornar o processo de dimensionamento de junta mais ágil e preciso.

A sequência de cálculos que está contida no programa segue a norma VDI 2230. Algumas informações, como os coeficientes de atrito são características de cada interface, em função do processo de fabricação utilizado, do acabamento superficial do material, e ainda considerando que alguns componentes de ferro fundido são fabricados pela própria Jacto, foram realizados testes com todos os materiais usados pela empresa, e que sejam suscetíveis ao método da VDI, para que fossem encontrados os coeficientes de atrito correspondentes. Pelo fato de essas informações serem características relevantes para a engenharia da empresa, as mesmas não podem ser publicadas.

O programa desenvolvido foi idealizado no software Excel, da Microsoft. Tem por característica possibilitar ao usuário selecionar todas as informações necessárias para o cálculo em apenas alguns comandos, como caixas de seleção de informações, e inserindo algumas informações referentes às dimensões da junta a ser estudada, não necessitando pesquisar informações em bancos de dados externos.

Sendo que algumas informações não podem ser cruzadas, o programa impede que, por exemplo, seja selecionado um parafuso em polegada com rosca métrica 12 (M12). O direcionamento dos valores a serem selecionados é feita automaticamente, ou seja, quando é selecionada a opção de parafuso métrico, automaticamente será disponibilizado somente a seleção de roscas métricas, assim como quando selecionado o parafuso do tipo polegada, somente será habilitada a seleção de roscas em polegada.

Há algumas informações que podem ser alteradas no banco de dados do programa, as quais possuem um caminho indicado na tela principal. Os resultados são apresentados em uma tela posterior, onde são apresentadas informações referentes ao torque que deve ser aplicado na porca, indicando também informações que dizem respeito à resistência do parafuso ao carregamento externo, à fadiga e a resistência à compressão das partes fixadas.

A ferramenta possibilita o cálculo de todas as possíveis situações de carregamentos, porém antes da entrada das informações deve ser feita uma simplificação, caso a junta a ser estudada seja multiparafusada. Além do dimensionamento, pode ser feita também a verificação de juntas já existentes, sendo que o resultado indicará se o conjunto está apto para suportar as cargas externas.

CONCLUSÃO

Praticamente não há projeto de qualquer equipamento sem que haja a utilização do parafuso, sendo que este, na maioria das vezes, exerce funções vitais no sistema. Os parafusos possuem atualmente uma das mais vastas redes de opções de componentes, abrangendo praticamente todos os campos de aplicação. São componentes que possuem alta versatilidade na sua utilização, principalmente em conjuntos onde há a necessidade de manutenção.

A norma VDI 2230 tem sua origem na Alemanha, considerada o berço de todos os estudos sobre parafusos. É um manual utilizado mundialmente no que tange o dimensionamento e verificação de juntas parafusadas, sendo que, por se tratar de uma norma, possui alta confiabilidade.

Em qualquer projeto, a necessidade de otimizar o tempo de elaboração é considerável, pois implica principalmente na redução de custos e recursos. Qualquer ferramenta que auxilie nesse processo de desenvolvimento vem a ser muito útil.

Neste trabalho foi desenvolvido um programa computacional para dimensionar ou verificar uma junta parafusada, usando os conceitos estabelecidos pela norma VDI 2230. Com a utilização desta ferramenta houve uma considerável redução no tempo de cálculo das juntas, em relação ao tempo necessário para o cálculo feito manualmente.

Considerando que no levantamento das informações referentes à junta, é necessário conhecer as dimensões, tipo de parafuso utilizado, método de aperto, características das partes fixadas e levantamento das cargas atuantes no conjunto, e isto demanda um tempo igual tanto para o cálculo realizado sem o programa e com o programa, com o uso do programa houve uma redução de aproximadamente 70% no tempo de cálculo.

Tendo como referência somente as etapas de levantamento de informações referentes às dimensões do parafuso, características mecânicas dos elementos da junta e obtenção dos coeficientes de atrito, sendo que essas informações são obtidas automaticamente pelo programa após a seleção das informações iniciais para o cálculo, a redução do tempo foi de aproximadamente 90%. No entanto uma das grandes vantagens dessa ferramenta é a possibilidade de alteração dos parâmetros de cálculo de forma rápida e precisa.

Para testar o programa foi feita a verificação dos cálculos das juntas de uma máquina. Pôde ser constatado que algumas juntas apresentavam deficiências em relação ao projeto, pois ficavam abaixo das reais necessidades, porque não havia disponibilidade de informações referentes aos reais carregamentos atuantes, os quais só poderiam ser obtidos através de testes dinâmicos ou com a utilização de Strain-gages, que são dispositivos que indicam a concentração de tensões em função da deformação que ocorre no local onde é fixado. Algumas juntas também apresentaram superdimensionamento, apresentando coeficientes de segurança muito acima do necessário, não prejudicando o projeto, mas sendo possível um redimensionamento para redução de dimensões e, conseqüentemente uma pequena, mas existente, redução de custos.

Os resultados das juntas verificadas foram apresentados à engenharia da empresa para que fossem analisadas e tomadas as devidas decisões em relação aos resultados.

Para validar o programa desenvolvido foram feitos dimensionamentos de juntas, manualmente e com o uso do programa, obtendo-se os mesmos resultados. Para testar a praticidade do programa o mesmo foi utilizado por engenheiros calculistas, já familiarizados com a norma VDI 2230, porém sem conhecimento deste programa. Estes engenheiros conseguiram usar com facilidade o programa.

A norma VDI 2230 Parte 1 é um poderoso guia de dimensionamento de juntas parafusadas, sendo que o seu correto entendimento garante que problemas não venham a surgir após a utilização de sua metodologia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

SHIGLEY, Joseph E. **Elementos de Máquinas**. Rio de Janeiro - São Paulo: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 1984

VDI, RICHTLINIEN. **VDI 2230 Systematic calculation of high duty bolted joints. Joints with one cylindrical bolt**. Verein Deutscher Ingenieure,

YASSUDA, Y. S. **Estudo do comportamento de revestimentos superficiais em elementos roscados de fixação quando submetidos a torque**. São José dos Campos: INPE, 2006.

NIEMANN, G. **Elementos de Máquinas**. Volume 1. São Paulo: Editora Edgard Blücher Ltda. 1971.

DOBROVOLSKI, V. et al. **Elementos de Maquinas**. 3 ed. Moscou: Editora Mir. 1980.

NORTON, Robet L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. 2.ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

SANTOS, C. A dos.; PINTO, E. **Influência da Seleção de uma Ferramenta Correta na Aplicação de Torque na Indústria Automotiva**. Disponível em: <<http://www.aea.org.br/twiki/pub/AEA/PAPERS/PAP0005-17.09-13h00-sala2.pdf>>. Acesso em: 21 out. 2008.

ATLAS Copco. **Tecnologia de Aperto – Guia de Bolso**. Disponível em: <www.valona.com.br/downloads/Tecnologiadeaperto.pdf>. Acesso em: 18 out. 2008.

ISO Standards Handbook. **Fasteners and screw threads**. Volume 1 - Terminology and nomenclature - General reference standards. 4 ed. 1998. França

SAE – Society of Automotive Engineers - Handbook. Materials, Fuels, Emissions, and Noise. SAE J429, Mechanical and Material Requirements for Externally Threaded Fasteners. Volume 1. Warrendale, 1998.

LEITE, M. Pereira. **Comportamento das Juntas Rigidamente Fixadas por Parafusos. Cálculo e Dimensionamento**. METALAC. Departamento de Pesquisa e Desenvolvimento.

TELEP. METALAC SPS Fastener Division. Catálogo de Engenharia dos Produtos TELEP. São Paulo, 2008.

MUNIZ, José M. **Fenômenos Tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusadas.** O rosqueamento na indústria automotiva: Sua utilização como recurso de união de juntas desmontáveis. **2007.** Mestrado. Engenharia Mecânica/ Engenharia Automotiva. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

FURASTÉ, Pedro Augusto. Normas Técnicas para o Trabalho Científico. Explicação das Normas da ABNT. 12 ed. Porto Alegre : s.n., 2003.

APÊNDICE A – PLANO DE ESTÁGIO

Estágio Curricular Supervisionado Curso de Engenharia Mecânica Plano de Estágio

1 Identificação

1.1 Estagiário

Nome do estagiário: Marcelo Carpenedo
Número da Matrícula: 115
Endereço: Rua Luiz Fernando Micheline - 74
Bairro: Centro
Cidade: Pompéia, São Paulo
Telefone: (14) 81614117
E-mail: mcarpenedo@gmail.com

1.2 Professor Orientador

Nome: Miguel Neves Camargo
Telefone: (55) 8118 3396
E-mail: mnevesc@brturbo.com.br

1.3 Empresa Concedente

Razão Social: Máquinas Agrícolas Jacto S/A – Centro Tecnológico
CNPJ: 55.064.562/0010-81
Inscrição Estadual: 548.065.418.110
Endereço: Estrada Sítio Ceres, S/N
Bairro: Paulópolis
Cidade: Pompéia, SP
CEP: 17580-000
Telefone: (14) 3405-2100

1.4 Orientador na Empresa

Nome: Mauro Cesar Menão
Telefone: (14) 3405-2100 ramal 6185
E-mail: menao@jacto.com.br

1.5 Estágio

Área do Estágio: Pesquisa e Desenvolvimento.
Período de estágio: 11 (onze) de agosto a 5 (cinco) de dezembro.

ANEXOS

Anexo A – Cargas de prova para parafusos

Anexo B – Tabela para a seleção do fator n

Anexo C – Estimativa do diâmetro do parafuso

Anexo D – Pré-carga de montagem e torque de aperto para parafusos com rosca métrica grossa, em função dos coeficientes de atrito

Anexo E – Pré-carga de montagem e torque de aperto para parafusos com rosca métrica fina, em função dos coeficientes de atrito

Anexo F – Características físicas e mecânicas dos materiais

Anexo G – Tabela com os valores dos fatores de aperto e as dispersões que os métodos de aperto apresentam

Anexo H – Exemplo de cálculo de dimensionamento de uma junta parafusada solicitada transversalmente atuando na forma de momento torçor

Anexo A – Cargas de prova para parafusos

Table 7 – Proofing loads – ISO metric coarse pitch thread

Thread ⁽¹⁾	Nominal stress area $A_{s, \text{nom}}$ mm ²	Property class								
		3.5	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9
		Proofing load ($A_s \times S_p$), N								
M3	5,03	910	1 130	1 560	1 410	1 910	2 210	2 920	3 270	4 180
M3,5	6,78	1 220	1 530	2 100	1 900	2 580	2 980	3 940	4 410	5 630
M4	8,78	1 580	1 980	2 720	2 460	3 340	3 850	5 100	5 710	7 290
M5	14,2	2 560	3 200	4 400	3 980	5 400	6 250	8 230	9 230	11 800
M6	20,1	3 620	4 520	6 230	5 630	7 640	8 840	11 600	13 100	16 700
M7	28,9	5 200	6 500	8 960	8 090	11 000	12 700	16 800	18 800	24 000
M8	36,6	6 580	8 240	11 400	10 200	13 900	16 100	21 200	23 800	30 400
M10	58	10 400	13 000	18 000	16 200	22 000	25 500	33 700	37 700	48 100
M12	84,3	15 200	19 000	26 100	23 600	32 000	37 100	48 900 ⁽²⁾	54 800	70 000
M14	115	20 700	25 900	35 600	32 200	43 700	50 600	66 700 ⁽²⁾	74 800	95 500
M16	157	28 300	35 300	48 700	44 000	59 700	69 100	91 000 ⁽²⁾	102 000	130 000
M18	192	34 600	43 200	59 500	53 800	73 000	84 500	110 000	—	159 000
M20	245	44 100	55 100	76 000	68 600	93 100	108 000	142 000	—	203 000
M22	303	54 500	68 200	93 900	84 800	115 000	133 000	172 000	—	252 000
M24	353	63 500	79 400	109 000	98 800	134 000	155 000	212 000	—	293 000
M27	459	82 600	103 000	142 000	128 000	174 000	202 000	275 000	—	381 000
M30	561	101 000	126 000	174 000	157 000	213 000	247 000	337 000	—	466 000
M33	694	125 000	156 000	215 000	194 000	264 000	305 000	416 000	—	570 000
M36	817	147 000	184 000	253 000	229 000	310 000	359 000	490 000	—	678 000
M39	976	176 000	220 000	303 000	273 000	371 000	429 000	586 000	—	810 000

Fonte: ISO 898

Table 9 – Proofing loads – ISO metric fine pitch thread

Thread	Nominal stress area $A_{s, \text{nom}}$ mm ²	Property class									
		3.6	4.5	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.5
		Proofing load ($A_s \times S_p$), N									
M8 × 1	39,2	7 060	5 820	12 200	11 000	14 900	17 200	22 700	25 500	32 500	38 000
M10 × 1	64,5	11 600	14 500	20 000	18 100	24 500	28 400	37 400	41 900	53 500	62 700
M12 × 1,5	88,1	15 900	19 800	27 300	24 700	33 500	38 800	51 100	57 300	73 100	85 500
M14 × 1,5	125	22 500	28 100	38 800	35 000	47 500	55 000	72 500	81 200	104 000	121 000
M16 × 1,5	167	30 100	37 600	51 800	46 800	63 500	73 500	96 900	109 000	139 000	162 000
M18 × 1,5	216	38 900	48 600	67 000	60 500	82 100	95 000	130 000	—	179 000	210 000
M20 × 1,5	272	49 000	61 200	84 300	76 200	103 000	120 000	163 000	—	226 000	264 000
M22 × 1,5	333	59 900	74 900	103 000	93 200	126 000	146 000	200 000	—	276 000	323 000
M24 × 2	384	69 100	86 400	119 000	108 000	146 000	168 000	230 000	—	319 000	372 000
M27 × 2	496	89 300	112 000	154 000	139 000	188 000	218 000	298 000	—	412 000	481 000
M30 × 2	621	112 000	140 000	192 000	174 000	236 000	273 000	373 000	—	515 000	602 000
M33 × 2	761	137 000	171 000	236 000	213 000	289 000	335 000	457 000	—	632 000	738 000
M36 × 3	865	156 000	195 000	268 000	242 000	329 000	381 000	519 000	—	718 000	839 000
M39 × 3	1 030	185 000	232 000	319 000	288 000	391 000	453 000	618 000	—	855 000	999 000

Fonte: ISO 898

TABLE 5—PROOF LOAD AND TENSILE STRENGTH REQUIREMENTS⁽¹⁾

	Stress Area, in ²	Grade 1 Proof Load, lb	Grade 1 Tensile Strength Min, lb	Grade 2 Proof Load, lb	Grade 2 Tensile Strength Min, lb	Grade 4 Proof Load, lb	Grade 4 Tensile Strength Min, lb	Grades 5 and 5.2 ⁽²⁾ Proof Load, lb	Grades 5 and 5.2 ⁽²⁾ Tensile Strength Min, lb	Grade 5.1 Proof Load, lb	Grade 5.1 Tensile Strength Min, lb	Grades 8, 8.1, 8.2 ⁽²⁾ Proof Load, lb	Grades 8, 8.1, 8.2 ⁽²⁾ Tensile Strength Min, lb
Coarse Thread Series UNC													
No. 6-32	0.00909	—	—	—	—	—	—	—	—	750	1100	—	—
8-32	0.0140	—	—	—	—	—	—	—	—	1200	1700	—	—
10-24	0.0175	—	—	—	—	—	—	—	—	1500	2100	—	—
12-24	0.0242	—	—	—	—	—	—	—	—	2050	2900	—	—
1/4-20	0.0318	1050	1900	1750	2350	2050	3650	2700	3800	2700	3800	3800	4750
5/16-18	0.0524	1750	3150	2900	3900	3400	6000	4450	6300	4450	6300	6300	7850
3/8-16	0.0775	2550	4650	4250	5750	5050	8400	6600	9300	6600	9300	9300	11 600
7/16-14	0.1063	3500	6400	5850	7850	6900	12 200	9050	12 800	9050	12 800	12 800	15 900
1/2-13	0.1419	4700	8500	7800	10 500	9200	16 300	12 100	17 000	12 100	17 000	17 000	21 300
9/16-12	0.182	6000	10 900	10 000	13 500	11 800	20 900	15 500	21 800	15 500	21 800	21 800	27 300
5/8-11	0.226	7450	13 600	12 400	16 700	14 700	25 400	19 200	27 100	19 200	27 100	27 100	33 900
3/4-10	0.334	11 000	20 000	18 400	24 700	21 700	38 400	28 400	40 100	—	—	40 100	50 100
7/8-9	0.462	15 200	27 700	15 200	27 700	30 000	53 100	39 300	55 400	—	—	55 400	69 300
1-8	0.606	20 000	36 400	20 000	36 400	39 400	69 700	51 500	72 700	—	—	72 700	90 900
1-1/8-7	0.763	25 200	45 800	25 200	45 800	49 600	87 700	56 500	80 100	—	—	91 600	114 400
1-1/4-7	0.969	32 000	58 100	32 000	58 100	63 000	111 400	71 700	101 700	—	—	116 300	145 400
1-3/8-6	1.155	38 100	69 300	38 100	69 300	75 100	132 800	85 500	121 300	—	—	138 600	173 200
1-1/2-6	1.405	46 400	84 300	46 400	84 300	91 300	161 600	104 000	147 500	—	—	168 600	210 800

Fonte: SAE J429

Fine Thread Series UNF													
No 6-40	0.01015	—	—	—	—	—	—	—	—	850	1200	—	—
8-36	0.01474	—	—	—	—	—	—	—	—	1250	1750	—	—
10-32	0.0200	—	—	—	—	—	—	—	—	1700	2400	—	—
12-28	0.0258	—	—	—	—	—	—	—	—	2200	3100	—	—
1/4-28	0.0364	1200	2200	2000	2700	2350	4200	3100	4350	3100	4350	4350	5450
5/16-24	0.0580	1900	3500	3200	4300	3750	6700	4900	6950	4900	6950	6950	8700
3/8-24	0.0878	2900	5250	4800	6500	5700	10 100	7450	10 500	7450	10 500	10 500	13 200
7/16-20	0.1187	3900	7100	6550	8800	7700	13 650	10 100	14 200	10 100	14 200	14 200	17 800
1/2-20	0.1599	5300	9600	8800	11 800	10 400	18 400	13 600	19 200	13 600	19 200	19 200	24 000
9/16-18	0.203	6700	12 200	11 200	11 200	13 200	23 300	17 300	24 400	17 300	24 400	24 400	30 400
5/8-18	0.256	8450	15 400	14 100	14 100	16 600	29 400	21 800	30 700	21 800	30 700	30 700	38 400
3/4-16	0.373	12 300	22 400	20 500	20 500	24 200	42 900	31 700	44 800	—	—	44 800	56 000
7/8-14	0.509	16 800	30 500	18 800	16 800	33 100	58 500	43 300	61 100	—	—	61 100	76 400
1-12	0.663	21 900	39 800	21 900	21 900	43 100	76 200	56 400	79 600	—	—	79 600	99 400
1- 14 UNS	0.679	22 400	40 700	22 400	44 100	44 100	78 100	57 700	81 500	—	—	81 500	101 900
1-1/8-12	0.856	28 200	51 400	28 200	55 600	55 600	98 400	63 300	89 900	—	—	102 700	128 400
1-1/4-12	1.073	35 400	64 400	35 400	69 700	69 700	123 400	79 400	112 700	—	—	128 800	161 000
1-3/8-12	1.315	43 400	78 900	43 400	85 500	85 500	151 200	97 300	138 100	—	—	157 800	197 200
1-1/2-12	1.581	52 200	94 900	52 200	102 800	102 800	181 800	117 000	166 000	—	—	189 700	237 200

Fonte: SAE J429

Anexo B – Tabela para a seleção do fator n

Force introduction in the concentrically prestressed and concentrically loaded bolted joint.	$n = \frac{l_c}{l_k}$	Joint diagram ... in the preloaded state — under working load for the working state	Qualitative course of the additional bolt force for a varying working load and constant concurrent conditions $\Phi = \left(\frac{\delta_s}{\delta_s + \delta_p} \right)$ $F_{SA} = n \cdot \Phi \cdot F_A$
	1		
	0.7		
	0.8		
	0.3		
	0		The additional bolt force F_{SA} is 0, i.e. the entire working load is absorbed by the clamped parts.

Fonte: LEITE

Anexo C – Estimativa do diâmetro do parafuso

1	2	3	4
Load in N	Nominal diameter in mm		
	Strength grade		
	12.9	10.9	8.8
250			
400			
630			
1 000	3	3	3
1 600	3	3	3
2 500	3	3	4
4 000	4	4	5
6 300	4	5	6
10 000	5	6	8
16 000	6	8	10
25 000	8	10	12
40 000	10	12	14
63 000	12	14	16
100 000	16	18	20
160 000	20	22	24
250 000	24	27	30
400 000	30	33	36
630 000	36	39	

Fonte: VDI 2230

Anexo D – Pré-carga de montagem e torque de aperto para parafusos com rosca métrica grossa, em função dos coeficientes de atrito

Abm. Size	Fest- Klasse Strength Grade	Montagevorspannkraft/Assembly preload F_{MTB} in kN für $\mu_G =$							Anziehdrehmomente/Tightening torque M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M4	8.8	4,6	4,5	4,4	4,3	4,2	3,9	3,7	2,3	2,6	3,0	3,3	3,6	4,1	4,5
	10.9	6,8	6,7	6,5	6,3	6,1	5,7	5,4	3,3	3,9	4,6	4,8	5,3	6,0	6,6
	12.9	8,0	7,8	7,6	7,4	7,1	6,7	6,3	3,9	4,5	5,1	5,6	6,2	7,0	7,8
M5	8.8	7,6	7,4	7,2	7,0	6,8	6,4	6,0	4,4	5,2	5,9	6,5	7,1	8,1	9,0
	10.9	11,1	10,8	10,6	10,3	10,0	9,4	8,8	6,5	7,6	8,6	9,5	10,4	11,9	13,2
	12.9	13,0	12,7	12,4	12,0	11,7	11,0	10,3	7,6	8,9	10,0	11,2	12,2	14,0	15,5
M6	8.8	10,7	10,4	10,2	9,9	9,6	9,0	8,4	7,7	9,0	10,1	11,3	12,3	14,1	15,6
	10.9	15,7	15,3	14,9	14,5	14,1	13,2	12,4	11,3	13,2	14,9	16,5	18,0	20,7	22,9
	12.9	18,4	17,9	17,5	17,0	16,5	15,5	14,5	13,2	15,4	17,4	19,3	21,1	24,2	26,8
M7	8.8	15,5	15,1	14,8	14,4	14,0	13,1	12,3	12,6	14,8	16,8	18,7	20,5	23,6	26,2
	10.9	22,7	22,5	21,7	21,1	20,5	19,3	18,1	18,5	21,7	24,7	27,5	30,1	34,7	38,5
	12.9	26,6	26,0	25,4	24,7	24,0	22,6	21,2	21,6	25,4	28,9	32,2	35,2	40,6	45,1
M8	8.8	19,5	19,1	18,6	18,1	17,6	16,5	15,5	18,5	21,6	24,6	27,3	29,8	34,3	38,0
	10.9	28,7	28,0	27,3	26,6	25,8	24,3	22,7	27,2	31,8	36,1	40,1	43,8	50,3	55,8
	12.9	33,6	32,8	32,0	31,1	30,2	28,4	26,6	31,8	37,2	42,2	46,9	51,2	58,9	65,3
M10	8.8	31,0	30,3	29,6	28,8	27,9	26,3	24,7	36	43	48	54	59	68	75
	10.9	45,6	44,5	43,4	42,2	41,0	38,6	36,2	53	63	71	79	87	100	110
	12.9	53,3	52,1	50,8	49,4	48,0	45,2	42,4	62	73	83	93	101	116	129
M12	8.8	45,2	44,1	43,0	41,9	40,7	38,3	35,9	63	73	84	93	102	117	130
	10.9	66,3	64,8	63,2	61,5	59,8	56,3	52,8	92	108	123	137	149	172	191
	12.9	77,6	75,9	74,0	72,0	70,0	65,8	61,8	108	126	144	160	175	201	223
M14	8.8	62,0	60,6	59,1	57,5	55,9	52,6	49,3	100	117	133	148	162	187	207
	10.9	91,0	88,9	86,7	84,4	82,1	77,2	72,5	146	172	195	218	238	274	304
	12.9	105,5	104,1	101,5	98,8	96,0	90,4	84,8	171	201	229	255	279	321	356
M16	8.8	84,7	82,9	80,9	78,8	76,6	72,2	67,8	153	180	206	230	252	291	325
	10.9	124,4	121,7	118,8	115,7	112,6	106,1	99,6	224	264	302	338	370	428	477
	12.9	145,5	142,4	139,0	135,4	131,7	124,1	116,6	262	309	354	395	433	501	558
M18	8.8	107	104	102	99	96	91	85	220	259	295	329	360	415	462
	10.9	152	149	145	141	137	129	121	314	369	421	469	513	592	657
	12.9	178	174	170	165	160	151	142	367	432	492	549	601	692	769
M20	8.8	136	134	130	127	123	116	109	308	363	415	464	509	588	655
	10.9	194	190	186	181	176	166	156	438	517	592	661	725	838	933
	12.9	227	223	217	212	206	194	182	513	605	692	773	848	990	1092
M22	8.8	170	166	162	158	154	145	137	417	495	567	634	697	808	901
	10.9	242	237	231	225	219	207	194	595	704	807	904	993	1151	1284
	12.9	283	277	271	264	257	242	228	696	824	945	1057	1162	1347	1502
M24	8.8	196	192	188	183	178	168	157	529	625	714	798	875	1011	1126
	10.9	290	274	267	260	253	239	224	754	890	1017	1136	1246	1440	1604
	12.9	327	320	313	305	296	279	262	882	1041	1190	1329	1458	1685	1877
M27	8.8	257	252	246	240	234	220	207	772	915	1050	1176	1292	1498	1672
	10.9	367	359	351	342	333	314	295	1100	1304	1496	1674	1840	2134	2381
	12.9	429	420	410	400	389	367	345	1287	1526	1750	1959	2153	2497	2787
M30	8.8	313	307	300	292	284	268	252	1053	1246	1428	1597	1754	2031	2265
	10.9	446	437	427	416	405	382	359	1500	1775	2033	2274	2498	2893	3226
	12.9	522	511	499	487	474	447	420	1755	2077	2380	2662	2923	3386	3775
M33	8.8	389	381	373	363	354	334	314	1415	1679	1928	2161	2377	2759	3081
	10.9	554	543	531	517	504	475	447	2015	2392	2747	3078	3385	3930	4388
	12.9	649	635	621	605	589	556	523	2358	2799	3214	3601	3961	4598	5135
M36	8.8	458	448	438	427	415	392	368	1825	2164	2482	2778	3054	3541	3951
	10.9	652	638	623	608	591	558	524	2600	3082	3535	3957	4349	5043	5627
	12.9	763	747	729	711	692	653	614	3042	3607	4136	4631	5089	5902	6585
M39	8.8	548	537	525	512	498	470	443	2348	2791	3208	3597	3958	4598	5137
	10.9	781	765	748	729	710	670	630	3345	3975	4569	5123	5637	6549	7317
	12.9	914	895	875	853	831	784	738	3914	4652	5346	5994	6596	7664	8562

Fonte: VDI 2230

Anexo E – Pré-carga de montagem e torque de aperto para parafusos com rosca métrica fina, em função dos coeficientes de atrito

Abm. Size	Fest.-Klasse Strength Grade	Montagevorspannkraft/Assembly preload							Anziehdrehmomente/Tightening torque						
		F_{MTot} in kN für $\mu_G =$							M_A in Nm für $\mu_K = \mu_G =$						
		0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,24
M8 x 1	8.8	21,2	20,7	20,2	19,7	19,2	18,1	17,0	19,3	22,8	26,1	29,2	32,0	37,0	41,2
	10.9	31,1	30,4	29,7	28,9	28,1	26,5	24,9	28,4	33,5	38,3	42,8	47,0	54,3	60,5
	12.9	36,4	35,6	34,7	33,9	32,9	31,0	29,1	33,2	39,2	44,9	50,1	55,0	63,6	70,8
M9 x 1	8.8	27,7	27,2	26,5	25,9	25,2	23,7	22,3	28,0	33,2	38,1	42,6	46,9	54,4	60,7
	10.9	40,7	39,9	39,0	38,0	37,0	34,9	32,8	41,1	48,8	55,9	62,6	68,8	79,8	89,1
	12.9	47,7	46,7	45,6	44,4	43,3	40,8	38,4	48,1	57,0	65,4	73,8	80,6	93,4	104,3
M10 x 1	8.8	35,2	34,5	33,7	32,9	32,0	30,2	28,4	39	46	53	60	66	76	85
	10.9	51,7	50,6	49,5	48,3	47,0	44,4	41,7	57	68	79	88	97	112	125
	12.9	60,4	59,2	57,9	56,5	55,0	51,9	48,8	67	80	91	103	113	131	147
M10 x 1,25	8.8	33,1	32,4	31,6	30,8	29,9	28,2	26,5	38	44	51	57	62	72	80
	10.9	48,6	47,5	46,4	45,2	44,0	41,4	38,9	55	65	75	83	92	106	118
	12.9	56,8	55,6	54,3	52,9	51,4	48,5	45,5	65	76	87	98	107	124	138
M12 x 1,25	8.8	50,1	49,1	48,0	46,8	45,6	43,0	40,4	66	79	90	101	111	129	145
	10.9	73,6	72,1	70,5	68,7	66,8	63,2	59,4	97	116	133	149	164	190	212
	12.9	86,2	84,4	82,5	80,4	78,3	73,9	69,5	114	135	155	174	192	222	249
M12 x 1,5	8.8	47,6	46,6	45,5	44,3	43,1	40,6	38,2	64	76	87	97	107	123	137
	10.9	70,0	68,5	66,8	65,1	63,3	59,7	56,0	95	112	128	143	157	181	202
	12.9	81,9	80,1	78,2	76,2	74,1	69,8	65,6	111	131	150	167	183	212	236
M14 x 1,5	8.8	67,8	66,4	64,8	63,2	61,5	58,1	54,6	104	124	142	159	175	203	227
	10.9	99,5	97,5	95,2	92,9	90,4	85,3	80,2	153	182	209	234	257	299	333
	12.9	116,5	114,1	111,4	108,7	105,8	99,8	93,9	179	213	244	274	301	349	390
M16 x 1,5	8.8	91,4	89,6	87,6	85,5	83,2	78,6	74,0	159	189	218	244	269	314	351
	10.9	134,2	131,6	128,7	125,5	122,3	115,5	108,7	233	278	320	359	396	461	515
	12.9	157,1	154,0	150,6	146,9	143,1	135,1	127,2	273	325	374	420	463	539	603
M18 x 1,5	8.8	122	120	117	115	112	105	99	237	283	327	368	406	473	530
	10.9	174	171	167	163	159	150	141	337	403	465	523	578	674	755
	12.9	204	200	196	191	186	176	166	394	472	544	613	676	789	884
M18 x 2	8.8	114	112	109	107	104	98	92	229	271	311	348	383	444	495
	10.9	163	160	156	152	148	139	131	326	396	443	496	545	632	706
	12.9	191	187	182	178	173	163	153	381	452	519	581	638	740	826
M20 x 1,5	8.8	154	151	148	144	141	133	125	327	392	454	511	565	660	741
	10.9	219	215	211	206	200	190	179	466	558	646	728	804	940	1055
	12.9	257	252	246	241	234	222	209	545	653	756	852	941	1100	1234
M22 x 1,5	8.8	189	186	182	178	173	164	154	440	529	613	692	765	896	1006
	10.9	269	264	259	253	247	233	220	627	754	873	985	1090	1276	1433
	12.9	315	309	303	296	289	273	257	734	882	1022	1153	1275	1493	1677
M24 x 1,5	8.8	228	224	219	214	209	198	187	570	686	796	899	995	1166	1311
	10.9	325	319	312	305	298	282	266	811	977	1133	1280	1417	1661	1867
	12.9	380	373	366	357	347	330	311	949	1143	1326	1498	1658	1943	2185
M24 x 2	8.8	217	213	209	204	198	187	177	557	666	769	865	955	1114	1248
	10.9	310	304	297	290	282	267	251	793	949	1095	1232	1360	1586	1777
	12.9	362	355	348	339	331	312	294	928	1110	1282	1442	1591	1856	2090
M27 x 1,5	8.8	293	288	282	276	269	255	240	822	992	1153	1304	1445	1697	1910
	10.9	418	410	402	393	383	363	342	1171	1413	1643	1858	2059	2417	2720
	12.9	489	480	470	460	448	425	401	1370	1654	1922	2174	2409	2828	3183
M27 x 2	8.8	281	276	270	264	257	243	229	806	967	1119	1262	1394	1630	1829
	10.9	400	393	384	375	366	346	326	1149	1378	1594	1797	1986	2322	2605
	12.9	468	460	450	439	428	405	382	1344	1612	1866	2103	2324	2717	3049
M30 x 2	8.8	353	347	339	331	323	306	288	1116	1343	1556	1756	1943	2276	2557
	10.9	503	494	483	472	460	436	411	1590	1912	2216	2502	2767	3241	3641
	12.9	588	578	565	552	539	510	481	1861	2238	2594	2927	3238	3793	4261
M33 x 2	8.8	433	425	416	407	397	376	354	1489	1794	2082	2352	2605	3054	3435
	10.9	617	606	593	580	565	535	505	2120	2555	2965	3350	3710	4350	4892
	12.9	722	709	694	678	662	626	591	2481	2989	3470	3921	4341	5090	5725
M36 x 2	8.8	521	512	502	490	478	453	427	1943	2345	2725	3082	3415	4010	4513
	10.9	742	729	714	698	681	645	609	2767	3340	3882	4390	4864	5711	6428
	12.9	869	853	836	817	797	755	712	3238	3908	4542	5137	5692	6683	7522
M39 x 2	8.8	618	607	595	581	567	537	507	2483	3002	3493	3953	4383	5151	5801
	10.9	880	864	847	828	808	765	722	3537	4276	4974	5631	6243	7336	8263
	12.9	1030	1011	991	969	945	896	845	4139	5003	5821	6589	7306	8585	9669

Fonte: VDI 2230

Anexo F – Características físicas e mecânicas dos materiais

Tabelle A9. Auswahl von Werkstoffen für verschraubte Bauteile – Richtwerte mechanischer und physikalischer Eigenschaften
Table A9. Selection of materials for bolted components – guide values of mechanical and physical properties

Werkstoffgruppe Material group	Werkstoffkürzname Material symbol	Werkstoffnummer Material number	Zugfestigkeit Tensile strength R_{mmin} N/mm ²	0,2 %-Dehngrenze 0,2 % proof stress $R_{p0,2min}$ N/mm ²	Scherfestigkeit Shearing strength τ_{Bmin} N/mm ²	Grenzflächenpressung ¹⁾ Limiting surface pressure ¹⁾ p_0 MPa	E-Modul Young's modulus E N/mm ²	Dichte Density ρ kg/dm ³	Therm. Ausdehnungskoeffizient Coefficient of thermal expansion für 20 °C/100 °C α_T 10 ⁻⁶ K ⁻¹
Unlegierte Baustähle Plain structural steels	USt 37-2 St 50-2	1.0036 1.0050	340 470	230 290	200 280	490 710	205 000	7,85	11,1
Niedriglegierte Vergütungsstähle Low-alloy tempering steels	Cq 45 34 CrNiMo 6 38 MnSi-V5 5-BY 16 MnCr 5	1.1192 1.6582 – 1.7131	700 1200 900 1000	500 1000 600 850	460 720 580 650	630 1080 810 900	205 000	7,85	11,1
Sintermetalle Sintered metals	SINT-D30	–	510	370	300	450	130 000	7	12
Austenitische CrNi-Stähle Austenitic CrNi steels	X5 CrNi 18 12 X5 CrNiMo 17 12 2 X5 NiCrTi 26 15	1.4303 1.4401 1.4980	500 510 960	185 205 660	400 410 670	630 460 860	200 000	7,90	16,5
Gusseisen Cast iron	GJL-250 GJL-260 Cr GJS-400 GJS-500 GJS-600	0.6020 – 0.7040 0.7050 0.7060	250 260 400 500 600	– – 250 320 370	290 290 360 450 540	850 ²⁾ 600 600 ²⁾ 750 ²⁾ 900 ²⁾	110 000 110 000 169 000 169 000 174 000	7,20	10,0
Aluminium-Knetlegierungen Wrought aluminum alloys	AlMgSi 1 F31 AlMgSi 1 F28 AlMg4,5Mn F27	3.2315.62 3.2315.61 3.3547.08	290 260 260	250 200 110	170 150 150	260 230 230	75 000	2,70 2,70 2,66	23,4 23,4 23,7
Aluminium-Gusslegierungen Cast aluminum alloys	GK-ALSi9Cu3 GD-ALSi9Cu3 GK-ALSi7Mg wa	3.2163.02 3.2163.05 3.2371.62	180 240 250	110 140 200	110 140 150	220 290 380	75 000 75 000 78 000	2,75 2,75 2,65	21,0 21,0 22,0
Magnesiumlegierungen Magnesium alloys	GD-AZ 91 (MgAl9Zn1) GK-AZ 91-T4	– –	200 240	150 120	130 160	160 210	45 000	1,80	27,0
Titanlegierung/Titanium alloy	TiAl6V4	3.7165.10	890	820	600	890	110 000	4,43	8,6

¹⁾ *Kurze Zahlenwerte:* Noch nicht nach dem Verfahren in [53] oder [64] überprüft. Empfehlung: Verwendung der aus der Brinellhärte HB berechneten Zugfestigkeit (DIN 50 150). Alle Zahlenwerte sind Kurzzeitwerte und als Richtwerte zu verstehen. Im konkreten Fall kann es wegen einer Vielzahl von Einflussfaktoren (Geometrie, Relaxation und anderes) zu Abweichungen kommen.

²⁾ Nach [64]

³⁾ *Italic numerical values:* Not yet tested according to the method in [53] or in [64]. Recommendation: Use the tensile strength calculated from the Brinell hardness HB (DIN 50 150). All numerical values are short-time values and to understand as approximate values. In certain the values can deviate because of many factors of influence (geometry, relaxation a.o.m.).

⁴⁾ According to the method in [64]

Fonte: VDI 2230

Anexo G – Tabela com os valores dos fatores de aperto e as dispersões que os métodos de aperto apresentam

Table A8. Guide values for the tightening factor α_A

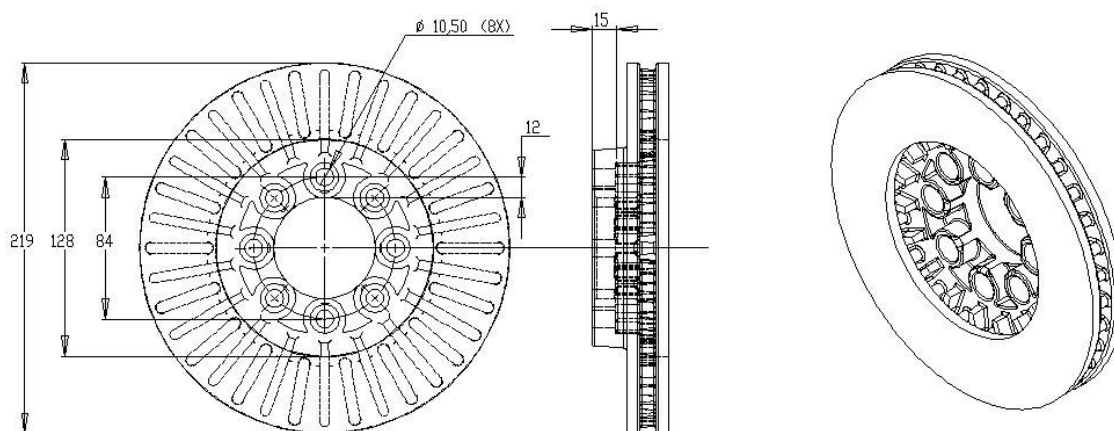
Tightening factor α_A	Scatter $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mn}} = \frac{\alpha_A - 1}{\alpha_A + 1}$	Tightening technique	Adjusting technique	Remarks	
1,05 to 1,2	$\pm 2\%$ to $\pm 10\%$	Elongation-controlled tightening with ultrasound	Echo time	- Calibrating values necessary - Allow for progressive increase in errors at $l_K/d < 2$ - Smaller errors with direct mechanical coupling, larger with indirect coupling	
1,1 to 1,5	$\pm 5\%$ to $\pm 20\%$	Mechanical elongation measurement	Adjustment via longitudinal measurement	- Exact determination of the axial elastic resilience of the bolt is necessary. The scatter depends substantially on the accuracy of the measuring technique. - Allow for progressive increase in errors at $l_K/d < 2$	
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Yield-controlled tightening, motor or manually operated	Input of the relative torque/rotation-angle coefficient	The scatter in preload is substantially determined by the scatter in the bolt yield point. Here, the bolts are dimensioned for F_{Mmin} ; a design of the bolts for F_{Mmax} with the tightening factor α_A therefore does not apply to these tightening techniques.	
1,2 to 1,4	$\pm 9\%$ to $\pm 17\%$	Angle-controlled tightening, motor or manually operated	Experimental determination of pre-tightening torque and angle of rotation (steps)		
1,2 to 1,6	$\pm 9\%$ to $\pm 23\%$	Hydraulic tightening	Adjustment via length or pressure measurement	- Lower values for long bolts ($l_K/d \geq 5$) - Higher values for short bolts ($l_K/d \leq 2$)	
1,4 to 1,6	$\pm 17\%$ to $\pm 23\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Experimental determination of required tightening torques on the original bolting part, e.g. by measuring bolt elongation	Lower values: large number of calibration or check tests (e.g. 20) required; low scatter of the transmitted torque (e.g. $\pm 5\%$) necessary	Lower values for: - small angles of rotation, i.e. relatively stiff joints - relatively soft mating surface¹⁾ - mating surfaces which are not inclined to "seize", e.g. phosphated or with sufficient lubrication
1,6 to 2,0 (friction coefficient class B)	$\pm 23\%$ to $\pm 33\%$	Torque-controlled tightening with torque wrench, indicating wrench, or precision tightening spindle with dynamic torque measurement	Determination of the required tightening torque by estimating the friction coefficient (surface and lubricating conditions)	Lower values for: Measuring torque wrenches with steady tightening and for precision tightening spindles	Higher values for: - large angles of rotation, i.e. relatively resilient joints and fine threads - high mating surface hardness combined with a rough surface
1,7 to 2,5 (friction coefficient class A)	$\pm 26\%$ to $\pm 43\%$			Higher values for: Signaling or automatic tripping torque wrenches	
2,5 to 4	$\pm 43\%$ to $\pm 60\%$	Tightening with impact wrench or impact wrench with momentum control	Calibration of the bolt by means of re-tightening torque, made up of the required tightening torque (for the estimated friction coefficient) and an additional factor	- Lower values for: - large number of calibration tests (re-tightening torque) - on the horizontal segment of the bolt characteristic - momentum transfer free from play	

¹⁾ Mating surface: Clamped unit its surface contact the tightening unit of the joint (bolt head or nut).

Fonte: VDI 2230

Anexo H – Exemplo de cálculo de dimensionamento de uma junta parafusada solicitada transversalmente atuando na forma de momento torçor

Abaixo será exemplificado um cálculo de dimensionamento de uma junta solicitada transversalmente por um momento torçor, sendo que o caso estudado é de um disco de freio automotivo. A junta em questão é hipotética, podendo ocorrer na prática.



Primeiramente deve ser identificado o momento atuante no eixo da roda. Para isso têm-se as informações referentes à massa do automóvel e a distância necessária para parar o carro a uma velocidade de **40km/h**.

$$m = 1200kgf$$

$$v = 40km/h$$

$$\Delta s = 15m$$

Usando a equação de Torriceli:

$$v^2 = v_0^2 + 2 \times a \times \Delta s$$

Encontramos a aceleração do carro:

$$40km/h = 11,1m/s$$

$$v^2 = v_0^2 + 2 \times a \times \Delta s$$

$$0 = (11,1m/s)^2 + 2 \times a \times 15m$$

$$a = 4,11m/s^2$$

Com a aplicação da equação:

$$F = m \times a$$

Encontramos a inércia do automóvel:

$$F = 1500kg \times 4,11m/s^2$$

$$F = 6165N$$

Considerando que o carro possui freio a disco somente nas rodas dianteiras:

$$F = \frac{6165N}{2} = 3082,5N$$

Essa é a força tangencial na roda.

A roda possui diâmetro de **500mm**, sendo que o diâmetro de fixação dos parafusos é de **84mm**. O disco é fixado por oito parafusos.

O momento no eixo da roda é calculado pelo somatório de momentos:

$$\sum M = 0$$

$$M_t - F \times d$$

$$M_t = 3802,5N \times 250mm$$

$$M_t = 770625N \times mm$$

Pela equação abaixo encontramos a força tangencial atuante no parafuso:

$$F_q = \frac{2 \times M_t}{l \times D_i}$$

$$F_q = \frac{2 \times 770625N}{8 \times 84mm}$$

$$F_q = 2293,5N$$

Sabendo que a força atuante na junta é transversal, e que o aperto do parafuso se dá por meio de um torquímetro, pelos passos de seleção do parafuso apresentado no início do trabalho, temos, pela tabela do ANEXO C, uma força final de **25000N**. Para esta força, foi selecionado um parafuso M8 12.9. Devido à criticidade de espaço disponível no disco, será usado um parafuso de cabeça cilíndrica (allen).

Com o parafuso selecionado podem ser levantadas todas as informações necessárias para o cálculo:

$$d = 8mm$$

$$d_w = 12,8mm$$

$$d_h = 8,5mm$$

$$d_2 = 7,2mm$$

$$d_3 = 6,5mm$$

$$F_{0,2} = 35500N$$

$$p = 1,25mm$$

Pelo desenho, pode ser identificado o diâmetro máximo que D_A pode assumir, que é de $24mm$.

Sendo que o parafuso do disco é roscado diretamente no cubo da roda, temos:

$$w = 1$$

$$l_k = 15mm$$

O material do disco, bem como do cubo da roda, são de ferro fundido, sem pintura na área de interface. Portanto o coeficiente de atrito na interface é:

$$u_{tr} = 0,2$$

Para a fixação do parafuso são usadas arruelas de pressão, sendo que os coeficientes de atrito na rosca e na interface de contato da cabeça do parafuso são, respectivamente:

$$u_G = 0,16$$

$$u_k = 0,14$$

O módulo de elasticidade do material do disco é:

$$E_p = 205000N/mm^2$$

$$A_{d3} = \frac{\pi \times d_3^2}{4} = \frac{\pi \times (6,5mm)^2}{4} = 32,9mm^2$$

$$A_N = \frac{\pi \times d_N^2}{4} = \frac{\pi \times (8mm)^2}{4} = 50,3mm^2$$

Pela tabela do ANEXO D, com os valores do diâmetro do parafuso, classe de resistência e coeficiente de atrito na rosca, encontramos o valor prévio da pré-carga máxima de fixação a que o parafuso deve ser submetido.

$$F_{M\max} = 27000N$$

A pressão específica para o ferro fundido é de aproximadamente $800N/mm^2$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \times (d_w^2 - d_k^2) = \frac{\pi}{4} \times (12,8^2 - 8,5) = 71,9mm^2$$

$$P = \frac{F_{M\max}}{0,9 \times A_p} = \frac{27000N}{0,9 \times 71,9N/mm^2} = 417N/mm^2$$

Como a pressão específica atuante na junta é menor que a pressão específica resistida pelo material, o parafuso está dentro das especificações.

Com todos os dados em mão, dá-se continuidade aos cálculos.

$$\Phi = n \times \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}$$

$$\delta_s = \delta_k + \delta_1 + \delta_{GM}$$

$$\delta_{GM} = \frac{0,5 \times d_N}{E_s \times A_{d3}} + \frac{0,4 \times d_N}{E_s \times A_N}$$

$$\delta_{GM} = \frac{0,5 \times 8mm}{205000N/mm^2 \times 32,9mm^2} + \frac{0,4 \times 8mm}{205000mm^2 \times 50,3mm^2} = 9 \times 10^{-7}mm/N$$

$$\delta_1 = \frac{l_1}{E_s \times A_{d3}} = \frac{18mm}{205000N/mm^2 \times 32,9mm^2} = 2,2 \times 10^{-6}mm/N$$

$$\delta_k = \frac{0,4 \times d}{E_s \times A_n} = \frac{0,4 \times 8mm}{205000N/mm^2 \times 50,3mm^2} = 3,1 \times 10^{-7}mm/N$$

$$\delta_s = 3,4 \times 10^{-6}mm/N$$

$$\delta_p = \frac{2}{w} \times \delta_p^V + \delta_p^H$$

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[\frac{(d_w + d_h) \times (d_w + 2 \times l_v \times \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \times (d_w + 2 \times l_v \times \tan \varphi + d_h)} \right]}{E_p \times d_h \times \pi \times \tan \varphi}$$

$$l_v = \frac{D_A - d_w}{2 \times \tan \varphi} = \frac{24mm - 12,8mm}{2 \times 0,6} = 9,3mm$$

$$l_v \leq w \times \frac{l_k}{2} = \frac{2 \times 15mm}{2} = 15mm$$

Está correto. Portanto:

$$\delta_p^V = \frac{\ln \left[\frac{(12,8mm + 8,5mm) \times (12,8mm + 2 \times 9,3mm \times 0,6 - 8,5mm)}{(12,8mm - 8,5mm) \times (12,8mm + 2 \times 9,3mm \times 0,6 + 8,5mm)} \right]}{205000N/mm^2 \times 8,5mm \times \pi \times 0,6}$$

$$\delta_p^V = 2,7 \times 10^{-7}mm/N$$

$$l_h = l_k - \frac{2 \times l_v}{w} = 15mm - \frac{2 \times 9,3mm}{2} = 5,7mm$$

$$\delta_p^H = \frac{4 \times l_g}{E_p \times d_h \times (D_A^2 - d_h^2)} = \frac{4 \times 5,7mm}{205000N/mm^2 \times 8,5mm \times ((24mm)^2 - (8,5mm)^2)}$$

$$\delta_p^H = 7,2 \times 10^{-8}mm/N$$

$$\delta_p = \frac{2}{2} \times 2,7 \times 10^{-7}mm/N + 7,2 \times 10^{-8}mm/N$$

$$\delta_p = 3,5 \times 10^{-7}mm/N$$

$$F_z = \frac{f_z}{\delta_s + \delta_p}$$

$$f_z = 3,29 \times 10^{-3} \times \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0,34} = 3,29 \times 10^{-3} \times \left(\frac{15}{8}\right)^{0,34} = 4,1 \times 10^{-3}$$

$$F_z = \frac{4,1 \times 10^{-3}}{3,4 \times 10^{-6} \text{ mm/N} + 3,5 \times 10^{-7} \text{ mm/N}} = 1075,2 \text{ N}$$

$$F_{M_{\min}} = \frac{v \times R_{p0,2} \times A_z}{\sqrt{1 + 3 \times \left[R_s \left(\frac{p}{\pi \times d_2} + 1,155 \times \mu_{G_{\min}} \right) \right]^2}}$$

$$R = \frac{4}{1 + \frac{d_3}{d_2}} = \frac{4}{1 + \frac{6,5 \text{ mm}}{7,2 \text{ mm}}} = 2,1$$

$$F_{M_{\min}} = \frac{0,9 \times 35500 \text{ N}}{\sqrt{1 + 3 \times \left[2,1 \left(\frac{1,25 \text{ mm}}{\pi \times 7,2 \text{ mm}} + 1,155 \times 0,16 \right) \right]^2}} = 25050,6 \text{ N}$$

$$F_{M_{\min \text{ req}}} = \alpha \times [F_k + F_z]$$

$$F_k = \frac{F_q}{u_{tr}} = \frac{2293,5 \text{ N}}{0,2}$$

$$F_k = 11467,6 \text{ N}$$

$$F_{M_{\min \text{ req}}} = 1,6 \times [11467,6 + 1075,2 \text{ N}] = 20068,5 \text{ N}$$

$$F_{M_{\min}} \geq F_{M_{\min \text{ req}}}$$

Atende à condição.

$$M_{A_{\max}} = F_{N_{\max}} \times \left(0,16 \times p + 0,58 \times d_2 \times \mu_{G_{\min}} + \frac{D_k}{2} \times \mu_{k_{\min}} \right)$$

$$D_k = \frac{2}{3} \left(\frac{d_w^3}{d_h^3} - \frac{d_h^3}{d_h^3} \right) = \frac{2}{3} \left(\frac{(12,8 \text{ mm})^3}{(8,5 \text{ mm})^3} - 1 \right) = 10,8 \text{ mm}$$

$$M_{A_{\max}} = 25050,6 \text{ N} \times \left(0,16 \times 1,25 \text{ mm} + 0,58 \times 7,2 \text{ mm} \times 0,16 + \frac{10,8 \text{ mm}}{2} \times 0,14 \right)$$

$$M_{A_{\max}} = 40676,8 \text{ Nmm}$$

Considerando que a variação do equipamento de aperto é de $\pm 10\%$:

$$M_{A_{\min}} = \frac{M_{A_{\max}} \times (100 - \Delta T)}{100 + \Delta T} = \frac{31656,3 \text{ Nmm} \times (100 - 10)}{100 + 10}$$

$$M_{A_{\min}} = 25900,6 \text{ Nmm}$$

Como foi encontrada uma nova força para a fixação do parafuso, deve ser feita uma nova verificação da pressão específica da junta, considerando esta nova força.

$$P \leq P_G$$

$$P = \frac{F_{M\max}}{A_p} = \frac{25050,6\text{NN}}{71,9\text{mm}^2}$$

$$P = 348,4 \leq P_G$$

A pressão específica para o parafuso selecionado está atendendo as condições.