

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO DA MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA DE ENGRENAGENS NOS EIXOS DE REDUTORES INDUSTRIAIS

Por,
José Antonio Euzébio Paiva

Brasília, 23 de Novembro de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO DA MONTAGEM POR
INTERFERÊNCIA DE ENGRENAGENS NOS
EIXOS DE REDUTORES INDUSTRIAIS**

POR,

José Antonio Euzébio Paiva

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, UnB/ ENM

Prof. Antônio Piratelli Filho, UnB/ ENM

Brasília, 23 de Novembro de 2017

Dedicatória(s)

*Primeiramente a Deus.
Dedico também aos meus familiares e
amigos.*

José Antonio Euzébio Paiva

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por tornar tudo isso possível. Agradeço a minha família, de modo especial meus pais Alexandre e Jacimary, meu irmão João Paulo, minha tia Sueli, meus avós Jacyr e José Euzébio, Celuy e Castro (in memoriam), meus padrinhos Kelly e Carlos, além de meus primos, pois sempre acreditaram e me incentivaram desde o início. Agradeço a minha namorada Beatriz Christina por todo apoio e ajuda durante essa dura caminhada de projeto de graduação.

Agradeço a todos que me orientaram e que contribuíram para meu aprendizado, de modo especial os professores Antônio Manoel Dias Henriques da Universidade de Brasília e Geoffrey Taber do Impulse Manufacturing Laboratory em The Ohio State University. Agradeço aos outros integrantes do Impulse Manufacturing Laboratory em The Ohio State University, além de Pe. Norbey da Paróquia Nossa Senhora do Lago por toda orientação espiritual e apoio.

Agradeço também aos meus amigos que compartilharam comigo 1 ano de intercâmbio nos Estados Unidos por meio do programa Ciência sem Fronteiras em The Ohio State University, de modo especial Mateus Alves, Douglas Barreto, Paula Alves, Afonso Teixeira, Yang Cheng, Murilo Camargos, André, João Pedro, Maite, Irina, Ante e Luke. Agradeço a meus companheiros estudantes de engenharia que sofreram e comemoraram junto cada etapa dessa trajetória, de modo especial Bruno Lunardi, Rafael Nóbrega, Gustavo Cunha, Jefferson Souza, Andersson, Pedro, Matheus, Henrique, Douglas e Leonardo, além dos membros e ex-membros da equipe Draco Volans Aerodesign.

Além, agradeço a meus amigos Alysson Peron, Pedro Guimarães, Lucas Phelipe (Matias), Leonardo Albuquerque, Igor Barroso, João Matheus, Ricardo Rabadan, Miguel Vasconcelos, Sarah Vasconcelos, Fernanda Kucharski, Rafael Santos, Júlia Huff, Helena Godoy, Raissa Alencar, André Botelho, Daiane Santos, Lucas Lavor, Karol Nunes, Gustavo Vilarinho, Rayanne Lopes e outros que observaram meu esforço para que esse projeto fosse realizado e apoiaram, além de entender as horas gastas necessárias para que esse projeto fosse realizado com êxito.

José Antonio Euzébio Paiva

RESUMO

Este trabalho teve como finalidade o estudo da montagem, por interferência, de engrenagens em eixos com o objetivo de desenvolver planilhas em Excel que permitam ao engenheiro projetista avaliar as diferentes possibilidades de montagem visando agilizar o processo na busca da melhor solução para o projeto. Neste sentido foi feita uma revisão das equações que governam o fenômeno e, de posse destas informações, foram elaboradas planilhas que permitem ao projetista variar diferentes parâmetros na busca da solução mais adequada. No sentido de validar o trabalho desenvolvido alguns exemplos foram resolvidos analiticamente e utilizando as planilhas. Os resultados obtidos mostraram a compatibilidade e a versatilidade das planilhas no projeto de montagens por interferência de cubos de engrenagens em eixos.

Palavras-chave

Montagem por interferência, montagem de engrenagens em eixos, montagem por variação de temperatura, montagem aplicando uma força, ajuste por interferência.

ABSTRACT

The purpose of this work was to study the interference of gears in axes with the objective of developing spreadsheets in Excel that allow the design engineer to evaluate the different assembly possibilities in order to speed up the process in search of the best solution for the project. In this sense, a review of the equations that govern the phenomenon was made and, with this information in hand, spreadsheets were elaborated that allow the designer to vary different parameters in the search for the most adequate solution. In order to validate the work developed some examples were solved analytically and using the worksheets. The results showed the compatibility and the versatility of the spreadsheets in the design of assemblies by interference of hubs of gears in axes.

Key words

Interference assembly, assembly of gears in axes, temperature variation assembly, assemble with force, interference-fit.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 MOTIVAÇÃO	1
1.2 OBJETIVO	2
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO	3
2 TIPOS DE ENGRENAGENS	4
2.1 INTRODUÇÃO	4
2.2 ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS	4
2.3 ENGRENAGEM CILÍNDRICA HELICOIDAL	7
2.4 ENGRENAGEM CÔNICA	8
2.5 ENGRENAGEM SEM-FIM COROA	11
3 TIPOS DE MONTAGEM DE ENGRENAGENS EM EIXOS	15
3.1 ASPECTOS GERAIS	15
3.2 MONTAGEM UTILIZANDO ELEMENTOS AUXILIARES	15
3.2.1 Chavetas	15
3.2.2 Estrias	16
3.3 OUTROS TIPOS DE MONTAGEM	16
3.3.1 Soldagem	16
3.3.2 Colagem	17
3.4 MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA	18
3.4.1 Limites e ajustes	18
3.4.1.1 Aplicações de ajustes com interferência	20
3.4.2 Tensões e capacidade de torque em ajustes por interferência	21
4 MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA	33
4.1 DEFINIÇÃO METROLÓGICA	33
4.1.1 Ajuste por interferência	33
4.1.2 Tolerância padrão e afastamentos fundamentais	33
4.2 PROJETO DE UMA MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA	34
4.3 PROCEDIMENTO DA MONTAGEM	35
4.4 DESENVOLVIMENTO DA PLANILHA DE CÁLCULO UTILIZANDO EXCEL	36
4.4.1 Primeiro caso: tolerância padrão e ajuste como dado de entrada	36
4.4.1.1 Afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão	36
4.4.1.2 Materiais	38
4.4.1.3 Tensões	39
4.4.1.4 Dados de entrada	40
4.4.1.5 Resultados	42
4.4.2 Segundo caso: fator de segurança das tensões como dado de entrada	44
4.4.2.1 Afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão	44
4.4.2.2 Materiais	44
4.4.2.3 Tensões	45
4.4.2.4 Dados de entrada	48
4.4.2.5 Resultados	48
5 EXEMPLOS DE MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA	52
5.1 MONTAGEM 1 – NORTON (2013)	52
5.2 MONTAGEM 2 – EXEMPLO 1 DE BARROS (2011)	54
5.3 MONTAGEM 3 – EXEMPLO 2 DE BARROS (2011)	57
5.4 MONTAGEM 4 – NORTON (2013) – MODIFICADO	59
5.5 MONTAGEM 5 – EXEMPLO 1 DE BARROS (2011) – MODIFICADO	61
5.6 MONTAGEM 6 – EXEMPLO 2 DE BARROS (2011) – MODIFICADO	64
6 CONCLUSÕES	68
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	69
ANEXOS	70
APÊNDICES	74

LISTA DE FIGURAS

1.1 Montagem de um eixo por interferência (http://www.assemblymag.com/articles/92852-heat-shrink-assembly). Acesso em 09/04/2017)	2
2.1 Fabricação de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos (Budynas, et al. 2011) ..	4
2.2 Diagramas de corpo livre de forças e momentos atuando sobre duas engrenagens cilíndricas de dentes retos (Budynas, et al. 2011)	5
2.3 Forças no engrenamento (Budynas, et al. 2011)	6
2.4 Fresagem de uma engrenagem cilíndrica helicoidal (Budynas, et al. 2011).....	7
2.5 Forças no engrenamento de engrenagem helicoidal (Budynas, et al. 2011).....	8
2.6 Par de engrenagens cônicas espirais (Budynas, et al. 2011).....	9
2.7 Forças no engrenamento de engrenagem cônica de dentes retos (Budynas, et al. 2011)	10
2.8 Par de engrenagens sem fim coroa (http://www.engrenagensipojuca.com.br/coraa-eixo-sem-fim). Acesso em 02/04/2017)	11
2.9 Forças no engrenamento do par de engrenagens sem-fim coroa (Budynas, et al. 2011)	12
2.10 Eficiência de um par de engrenagens sem-fim coroa com $f = 0,05$ (Budynas, et al. 2016)	13
2.11 Componentes de velocidade de um par de engrenagens sem-fim coroa (Budynas, et al. 2011).....	14
2.12 Curvas para definição de fator de atrito de um par de engrenagens sem-fim coroa (Budynas, et al. 2016)	14
3.1 Fixação por chavetas (http://www.reformix.com.br/manutencao-chavetas.html). Acesso em 21/03/2017)	15
3.2 Fabricação de estrias em um eixo (http://www.sandvik.coromant.com/pt-pt/mww/Pages/T_SplineMachining.aspx). Acesso em 21/03/2017)	16
3.3 Engrenagem soldada ao eixo (http://www.billzilla.org/crweld.jpg). Acesso em 19/05/2017)	17
3.4 Colagem de engrenagem em eixo (Timings, 2006)	17
3.5 Definições aplicáveis a um ajuste cilíndrico (Budynas, et al. 2016).....	18
3.6 Tipos gerais de ajustes (ABNT NBR 6158/1995)	19
3.7 Descrições de ajustes preferenciais utilizando o Sistema de Furo Básico (Budynas, et al. 2016).....	20

3.8 Cilindro pressurizado (Budynas, et al. 2016).....	22
3.9 Distribuição de tensões em um cilindro de parede grossa submetido a pressão interna (Budynas, et al. 2016)	23
3.10 Notação para ajustes por pressão e contração. (a) Peças montadas; (b) após a montagem. (Budynas, et al. 2011)	24
3.11 Fator de concentração de tensão para ajustes por interferência do cubo em um eixo (Norton, 2013)	27
3.12 Montagem de uma engrenagem em um eixo indicando o ponto onde deve ser calculado o momento fletor para se determinar σ	27
3.13 Determinação de R_a para um comprimento de medição, adaptado de Whitehouse (2010).....	28
3.14 Faixas de R_a para comprimento de amostragem e para comprimento de medição, adaptado de Whitehouse (2010).....	29
3.15 Comprimento de amostragem, comprimento de medição e comprimento total, adaptado de Whitehouse (2010).....	29
3.16 Diagrama ferro-carbono (Callister, 2011)	32

LISTA DE TABELAS

1	Exemplo de montagem sem variação de temperatura no eixo e no cubo.....	36
2	Afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão para diâmetro externo do eixo e interno do cubo de 140 mm	37
3	Cálculo de diâmetros mínimos e máximos de eixo e cubo para diâmetro externo do eixo e interno do cubo de 140 mm.....	38
4	Propriedades de materiais.....	39
5	Exemplo de cálculo de tensões no eixo e no cubo sem variação de temperatura ...	39
6	Dados de entrada do material	40
7	Dados de entrada do eixo e do cubo	41
8	Dados de entrada de valores do problema	41
9	Concentração de tensão	42
10	Rugosidade superficial de cada elemento da montagem	42
11	Resultado da operação sugerida a ser realizada, torque admissível e verificação das tensões.....	42
12	Fatores de segurança	43
13	Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas para o primeiro caso	44
14	Fatores de segurança do sistema.....	45
15	Tensões máximas transversais no eixo e no cubo	45
16	Exemplo de casos não aceitos	46
17	Exemplo de não resfriamento do eixo e não aquecimento do cubo em que há interferência na montagem	47
18	Exemplo de casos aceitos	47
19	Exemplo de aquecimento do cubo e não resfriamento do eixo em que não há interferência na montagem	47
20	Dados de entrada do eixo e do cubo	48
21	Dados de entrada dos fatores de segurança do eixo e do cubo.....	48
22	Resultado sugerido de operação a ser realizada, torque admissível, verificação das tensões e tensões máximas no eixo e no cubo	49
23	Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas para o segundo caso	50
24	Fatores de segurança do sistema.....	51
25	Tolerância calculada e realizada a montagem, ambas em μm	51
26	Montagem de eixo e cubo realizada	51

27	Resumo das características da montagem (exercício resolvido 10-5) (Norton, 2013)	52
28	Dados de entrada do eixo e do cubo	53
29	Cálculos de tensões no sistema utilizando os valores de bancos de dados	54
30	Fatores de segurança calculados utilizando os valores do exemplo 10-5 do Norton (2013)	54
31	Fatores de segurança calculados utilizando os valores de bancos de dados	54
32	Resumo das características da montagem (caso prático 1) (Barros, 2011)	55
33	Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do primeiro caso de Barros (2011)	56
34	Resumo das características da montagem (caso prático 2) (Barros, 2011)	57
35	Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do segundo caso de Barros (2011)	58
36	Resumo das características da montagem (exercício resolvido 10-5 com modificações) (Norton, 2013)	59
37	Comparativo dos resultados do exemplo 10-5 do Norton (esquerda) e do exemplo modificado (direita)	60
38	Comparativo da tolerância diametral do exemplo 10-5 do Norton (direita) e do exemplo modificado calculado (esquerda)	61
39	Resumo das características da montagem (caso prático 1 com modificações) (Barros, 2011)	62
40	Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do primeiro caso modificado de Barros (2011)	63
41	Comparativo da tolerância diametral calculada do primeiro caso modificado de Barros (2011) (esquerda) e do primeiro caso de Barros (2011) (direita)	64
42	Resumo das características da montagem (caso prático 2 com modificações) (Barros, 2011)	65
43	Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do segundo caso modificado de Barros (2011)	66
44	Comparativo da tolerância diametral calculada do segundo caso modificado de Barros (2011) (esquerda) e do segundo caso de Barros (2011) (direita)	67

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

c	Distância entre o ponto selecionado e o centro	[m]
\cos	Cosseno	
\cotan	Cotangente	
$D(d)$	Tamanho básico	[m]
d	Diâmetro do eixo	[m]
E	Módulo de elasticidade	[Pa]
F	Força	[N]
I	Momento de inércia	[m ⁴]
K_t	Fator de concentração de tensões	
l	Largura da engrenagem	[m]
ln	Comprimento de amostragem	[mm]
lr	Comprimento de medição	[mm]
lt	Comprimento total	[mm]
M	Momento	[N.m]
N	Fator	
n	Rotação	[rpm]
Pot	Potência	[W]
p	Pressão	[Pa]
r	Raio	[m]
Rug	Rugosidade do elemento da montagem	[m]
R_a	Rugosidade média	[μ m]
S	Tensão	[Pa]
sen	Seno	
T	Temperatura	[°C]
\tan	Tangente	
t_h	Espessura	[m]
T_o	Torque	[N.m]
W	Força resultante da engrenagem	[N]

Símbolos Gregos

α	Coefficiente de expansão térmica	[1/°C]
γ	Ângulo de cone	[°]
Δ	Varição entre duas grandezas similares	

δ	Interferência diametral	[m]
δ_F	Desvio fundamental	[μm]
δ_l	Desvio inferior	[μm]
δ_u	Desvio superior	[μm]
η	Eficiência	
λ	Ângulo de avanço	[$^\circ$]
μ	Coefficiente de atrito	
ν	Coefficiente de Poisson	
π	Pi (3,141592)	
ρ	Massa específica	[kg/m^3]
σ	Tensão	[Pa]
ϕ	Ângulo de pressão	[$^\circ$]
ϕ_{norm}	Ângulo de pressão normal	[$^\circ$]
ϕ_{tang}	Ângulo de pressão tangencial	[$^\circ$]
ψ	Ângulo de hélice	[$^\circ$]
ω	Velocidade angular	[rad/s]

Subscritos

32	Contato entre a engrenagem 2 e a engrenagem 3
<i>amb</i>	Ambiente
<i>aq</i>	Aquecimento
<i>av</i>	Avanço
<i>ax</i>	Axial
<i>calc</i>	Calculado
<i>co</i>	Coroa
<i>cont</i>	Contato entre eixo e engrenagem
<i>cubo</i>	Cubo da engrenagem
<i>ext</i>	Externo
<i>eixo</i>	Eixo
<i>esc</i>	Escoamento
<i>flet</i>	Fletor
<i>int</i>	Interno
<i>long</i>	Longitudinal
<i>med</i>	Médio
<i>norm</i>	Normal
<i>o</i>	Nominal
<i>rad</i>	Radial

<i>rel</i>	Relativa
<i>resf</i>	Resfriamento
<i>s</i>	Segurança
<i>sf</i>	Sem-fim
<i>t</i>	Tensões
<i>tang</i>	Tangencial
<i>transm</i>	Transmitida
<i>transv</i>	Transversal
<i>ut</i>	Cisalhamento (Ruptura)
<i>x</i>	Direção x
<i>y</i>	Direção y
<i>z</i>	Direção z

Sobrescritos

‘	Novo valor calculado
---	----------------------

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ISO	International Organization of Standardization
IT	ISO Tolerance
NBR	Norma Brasileira
NAO	Não
SIM	Sim

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Engrenagens são elementos de máquinas largamente utilizados em projetos mecânicos, como por exemplo, em caixa de marcha e diferenciais de automóveis. A montagem de engrenagens em eixos pode ser feita por diferentes formas. É necessário, no entanto, que o procedimento selecionado garanta que a união dos elementos seja rígida e desmontável, de modo a permitir a substituição de um ou mais elementos no caso de avaria.

Dependendo da opção de fixação, necessita-se previamente de usinagem do eixo e engrenagem, como é o caso da fixação por chaveta e por estrias. Devido aos rasgos no eixo e no cubo da engrenagem este tipo de fixação gera concentradores de tensões. No caso das chavetas, por serem de material menos resistente do que o do eixo e do cubo da engrenagem, falha antes preservando o eixo e a engrenagem. Contudo, necessita de manutenção no sistema com a substituição da chaveta.

Uma outra forma de montagem é por interferência, na qual a junção do cubo ao eixo é conseguida através da aplicação de pressão, que por sua vez pode ser resultado da montagem sob ação de uma força axial ou ainda por diferença de temperatura (aquecimento do cubo ou resfriamento do eixo), a qual irá provocar dilatações e contrações antes da montagem. Figura 1,1 mostra uma montagem por interferência de engrenagens e um eixo.

Um ajuste por pressão é obtido fazendo com que o diâmetro interno do cubo do elemento a ser montado seja ligeiramente menor do que o diâmetro do eixo. As duas partes são, então, forçadas juntas lentamente em uma prensa, de preferência com óleo lubrificante aplicado à junta. A deformação do eixo e do cubo atua no sentido de criar grandes forças normais e de atrito entre as partes. A força de atrito transmite o torque do eixo ao cubo e resiste igualmente a movimentos axiais.

Somente peças relativamente pequenas podem ser ajustadas por pressão sem exceder a capacidade de força de uma prensa típica de oficina mecânica. Para peças grandes, um ajuste por expansão pode ser feito aquecendo-se o cubo para expandir seu diâmetro interno e/ou um ajuste por encolhimento pode ser feito resfriando-se o eixo para reduzir o diâmetro. As peças quentes e frias podem ser escorregadas juntas com uma pequena força axial, e quando elas entrarem em equilíbrio com a temperatura ambiente, suas variações dimensionais vão criar a interferência desejada para contato por atrito. Um outro método é expandir hidraulicamente o cubo com óleo pressurizado para o condutos no eixo ou cubo. Essa técnica também pode ser usada para remover o cubo (Norton, 2013).

A montagem de engrenagens em eixos por interferência tem sido largamente utilizada em variadas aplicações e em diversos setores industriais, como por exemplo, na indústria alimentícia, na indústria automobilística, na indústria petroquímica, entre outras. Para decidir pela melhor solução o engenheiro projetista ou de manutenção se depara com inúmeras variáveis tais como, interferência a

ser utilizada, força a ser aplicada na montagem, temperatura de aquecimento do cubo ou de resfriamento do eixo, entre outras. Daí a motivação deste trabalho. O desenvolvimento de um procedimento prático que auxilie o engenheiro a decidir pela melhor alternativa para a solução de uma determinada situação envolvendo a montagem por interferência, seja projetando, seja fazendo a manutenção de um determinado equipamento que necessite a montagem de engrenagens em eixos.

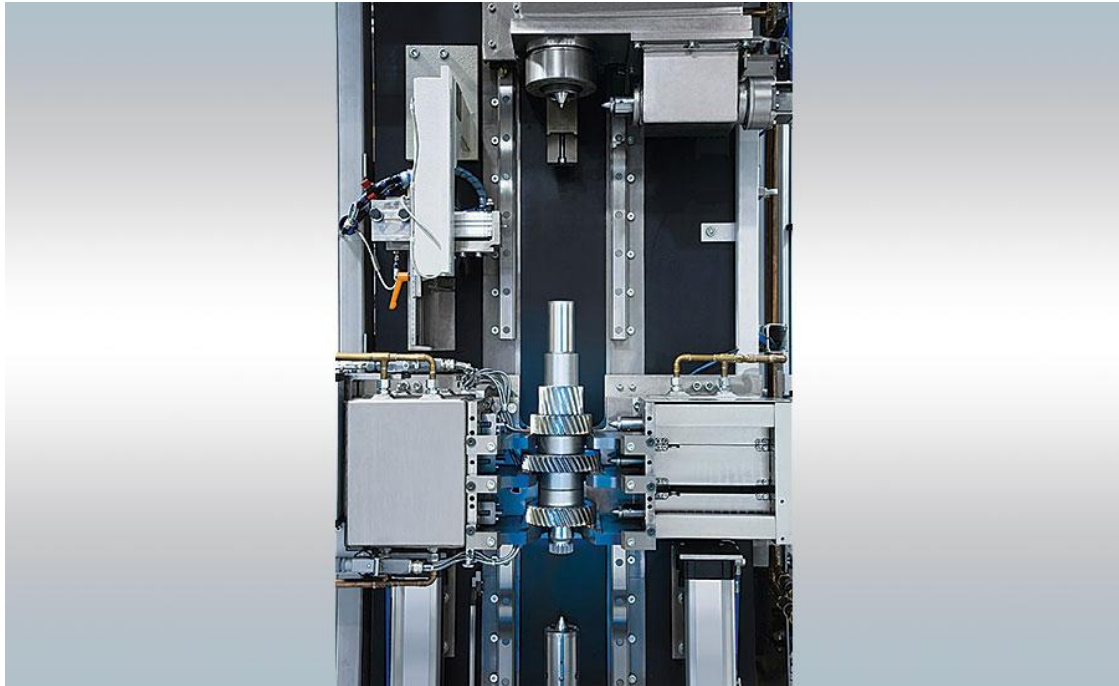


Figura 1.1. Montagem de um eixo por interferência (<<http://www.assemblymag.com/articles/92852-heat-shrink-assembly>>. Acesso em 09/04/2017)

1.2 OBJETIVO

Este trabalho tem como finalidade o estudo da montagem, por interferência, de engrenagens em eixos. A partir desse estudo foram desenvolvidas planilhas em Excel que possibilitarão ao engenheiro projetista avaliar a melhor solução de montagem. Para validar as planilhas desenvolvidas alguns exemplos foram analisados utilizando-se as equações que governam o fenômeno, que serão apresentadas no capítulo 2 e 3 deste trabalho.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho encontra-se estruturado em seis capítulos ao longo dos quais se distribuem os diferentes temas tratados.

O primeiro capítulo faz uma pequena introdução ao tema do projeto e apresenta a forma como o mesmo está estruturado.

No segundo capítulo, é realizada uma revisão sobre os tipos de engrenagens que são encontrados, além de apresentar as equações que são verificadas para cada caso.

No terceiro capítulo, é realizada uma revisão sobre os tipos de acoplamento empregados, além de uma pequena revisão de metrologia na parte de tolerância e ajuste, de modo especial, realizando uma revisão mais aprofundada na parte de ajuste por interferência e apresentando as equações que regem a montagem por interferência.

No quarto capítulo é apresentada a metodologia a ser utilizada nas planilhas Excel para otimizar o processo de decisão. São apresentadas várias situações que são analisadas visando a melhor solução para o problema proposto.

No quinto capítulo exemplos são resolvidos analiticamente e utilizando as planilhas em Excel desenvolvidas neste trabalho.

No sexto capítulo são apresentadas as conclusões.

2 TIPOS DE ENGRENAGENS

2.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo é feita uma revisão dos tipos de engrenagens mais utilizados em redutores e multiplicadores industriais. Deu-se maior enfoque às forças que surgem durante o engrenamento e que são transmitidas ao eixo. Estas forças geram momentos fletores e torçores nos eixos, momentos estes que serão importantes na determinação do valor do fator de concentração de tensões que surge quando da montagem por interferência. Também são importantes na determinação do torque a ser transmitido.

2.2 ENGRENAGEM CILÍNDRICA DE DENTES RETOS

Segundo Budynas, et al. (2011), este tipo de engrenagem é definido pelo posicionamento paralelo dos dentes de rotação com relação ao eixo de rotação. Essa engrenagem é considerada a mais simples dos tipos a serem abordados e é empregada em situações em que se necessita transmitir movimento paralelamente ao eixo. Na figura 2.1 há um exemplo de uma engrenagem deste tipo sendo fabricada.



Figura 2.1. Fabricação de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos (Budynas, et al. 2011)

Quando o engrenamento ocorre em um par de engrenagens de dentes retos, como apresentado na figura 2.2, verifica-se uma força presente no engrenamento que depende do ângulo de pressão da

engrenagem. A partir da verificação do diagrama de forças presente na figura 2.2, pode-se decompor as forças em componentes nas direções principais para aferição, conforme apresentado na figura 2.3. A componente tangencial dessa força presente no engrenamento é equivalente à carga máxima transmitida, conforme é apresentado na equação (1).

$$W_{transm} = F_{32tang} \quad (1)$$

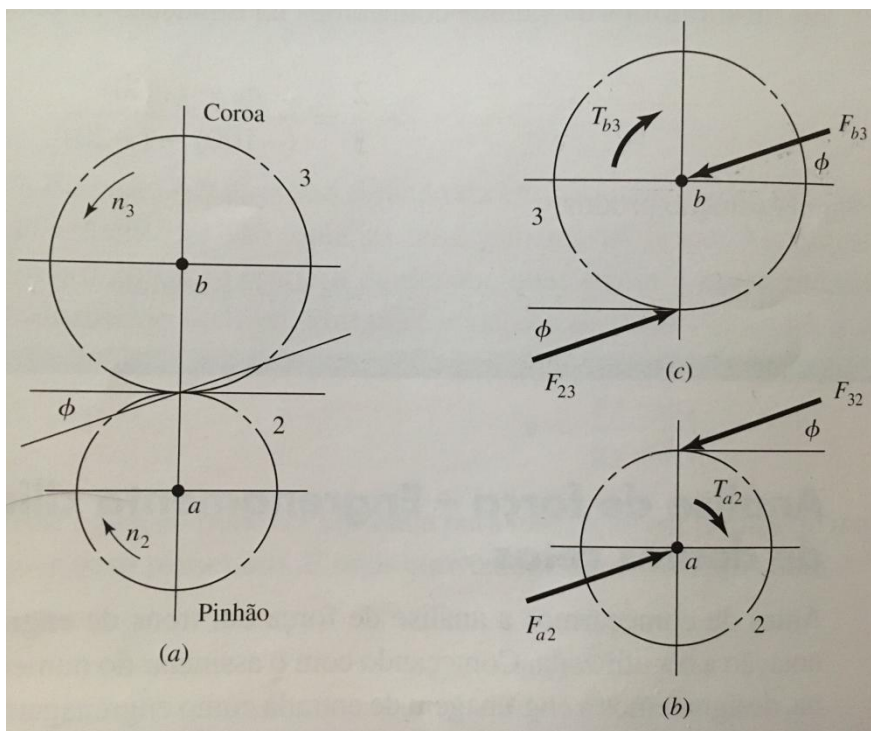


Figura 2.2. Diagramas de corpo livre de forças e momentos atuando sobre duas engrenagens cilíndricas de dentes retos (Budynas, et al. 2011)

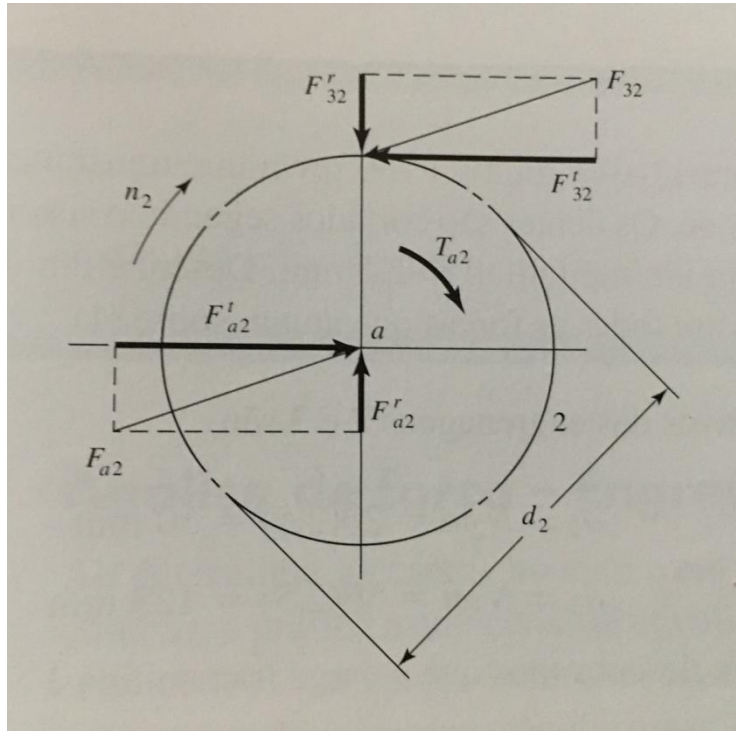


Figura 2.3. Forças no engrenamento (Budynas, et al. 2011)

O torque aplicado e a carga transmitida estão relacionados pela equação (2). Já a potência P transmitida através de uma engrenagem em rotação pode ser obtida pela relação padrão de produto do torque T_o pela velocidade angular ω como mostra a equação (3).

$$T_o = \frac{d}{2} W_{transm} \quad (2)$$

$$Pot = T_o \omega = \frac{d}{2} W_{transm} \omega \quad (3)$$

$$W_{transm} [lbf] = 396000 \frac{P [hp]}{\pi d [in] n \left[\frac{rev}{min} \right]} \quad (4)$$

$$W_{transm} [kN] = 60000 \frac{P [kW]}{\pi d [mm] n \left[\frac{rev}{min} \right]} \quad (5)$$

Utilizando as equações (2) e (3) chega-se as equações (4) ou (5) que possibilitam determinar a carga transmitida W_t em função da potência P e do diâmetro primitivo d e da rotação n da engrenagem que normalmente são dados de entrada (Budynas, et al. 2011).

2.3 ENGRENAGEM CILÍNDRICA HELICOIDAL

Segundo Budynas, et al. (2011), este tipo de engrenagem é definido pela presença de um ângulo entre o posicionamento dos dentes de rotação e o eixo de rotação. Essa engrenagem é considerada mais complexa se comparada à de dentes retos, devido a essa angulação dos dentes. As aplicações deste tipo de engrenagens são mais abrangentes que o tipo de dentes retos, podendo transmitir movimento entre eixos não paralelos. Além dessa vantagem, o movimento ocorre com menor ruído. Isso se deve ao engrenamento gradual de cada dente na engrenagem helicoidal. Na figura 2.4 há um exemplo de uma engrenagem helicoidal sendo fabricada.

Quando o engrenamento ocorre em um par de engrenagens helicoidais, como apresentado na figura 2.5, verifica-se uma força com ângulo de hélice (ψ) presente no engrenamento que depende do ângulo de pressão normal (ϕ_n) da engrenagem. A partir da verificação do diagrama de forças presente na figura 2.5, pode-se decompor as forças em componentes nas direções principais para aferição, conforme apresentado na mesma figura. Para se calcular as componentes tangenciais dessa força presente no engrenamento podem-se empregar as equações de (6) a (8). Utilizou-se nestas equações a carga transmitida como dado de entrada tendo em vista que usualmente calculam-se as outras componentes e a força total a partir de W_{transm} . Na equação (9), é possível perceber a relação entre o ângulo de hélice (ψ), o ângulo de pressão normal (ϕ_n) e o ângulo de pressão tangencial (ϕ_t) da engrenagem.

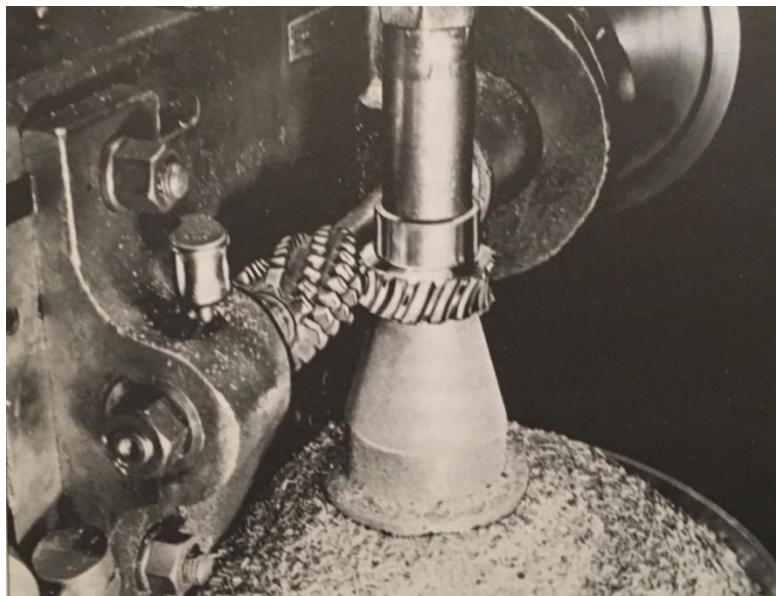


Figura 2.4. Fresagem de uma engrenagem cilíndrica helicoidal (Budynas, et al. 2011)

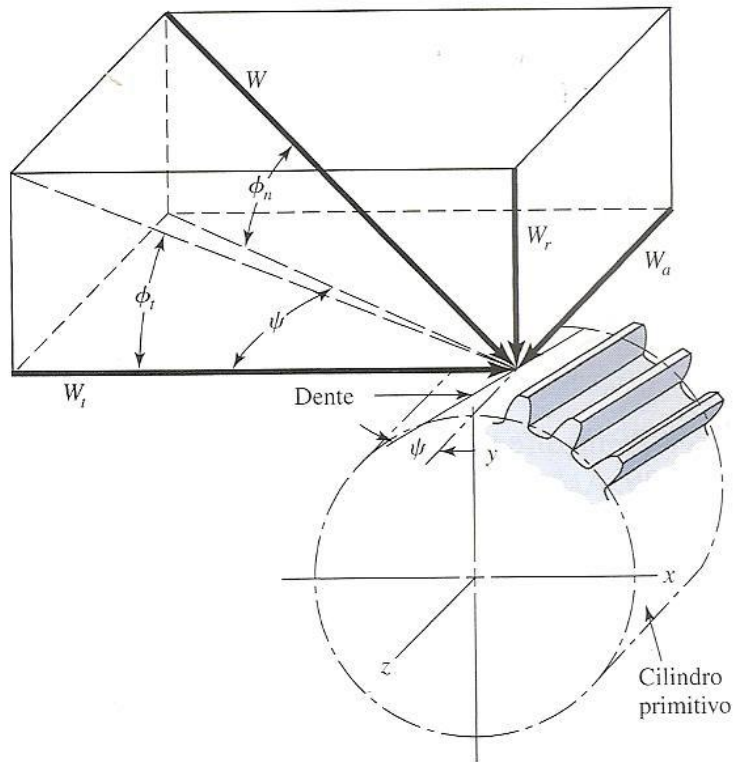


Figura 2.5. Forças no engrenamento de engrenagem helicoidal (Budynas, et al. 2011)

$$W_{rad} = W_{transm} \tan \phi_{tang} \quad (6)$$

$$W_{av} = W_{transm} \tan \psi \quad (7)$$

$$W = \frac{W_{transm}}{\cos \phi_{norm} \cos \psi} \quad (8)$$

$$\cos \psi = \frac{\tan \phi_{norm}}{\tan \phi_{tang}} \quad (9)$$

2.4 ENGRENAGEM CÔNICA

Segundo Budynas, et al. (2011) neste tipo de engrenagem verifica-se o posicionamento dos dentes, que podem ser de dentes retos, espiroides, espirais ou hipoides, em faces cônicas. Possui aplicação em eixos que são concorrentes para as que possuem dentes retos ou espirais e eixos não concorrentes para as hipoides. Na figura 2.6 há um exemplo de um par de engrenagens cônicas espirais.

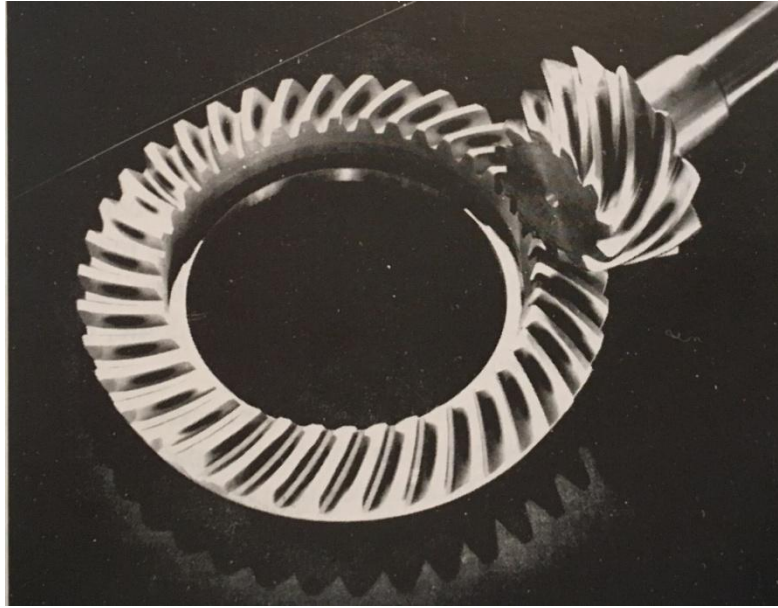


Figura 2.6. Par de engrenagens cônicas espirais (Budynas, et al. 2011)

Quando o engrenamento ocorre em um par de engrenagens cônicas de dentes retos, como apresentado na figura 2.7, considera-se, para fins de análise, que a força resultante no engrenamento W ocorre no ponto médio do dente. A carga transmitida W_{transm} pode ser calculada como apresentada na equação (10). Também se verifica um ângulo de cone (γ) intrínseco à engrenagem, além do ângulo de pressão normal (ϕ_n) desta. Para engrenagens cônicas de dentes retos, com o valor da carga transmitida aferida na equação (10), é possível encontrar as outras componentes e a força total, como mostra nas equações (11) a (13).

$$W_{transm} = \frac{T_o}{r_{med}} \quad (10)$$

$$W_{rad} = W_{transm} \tan \phi \cos \gamma \quad (11)$$

$$W_{av} = W_{transm} \tan \phi \operatorname{sen} \gamma \quad (12)$$

$$W = \frac{W_{transm}}{\cos \phi} \quad (13)$$

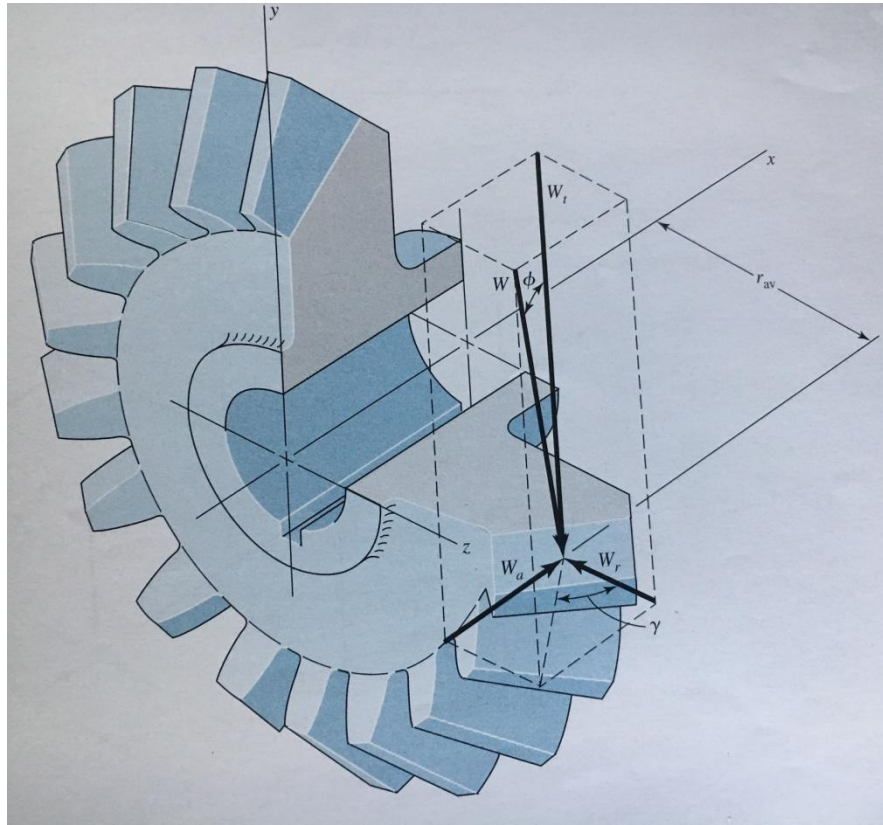


Figura 2.7. Forças no engrenamento de engrenagem cônica de dentes retos (Budynas, et al. 2011)

Para engrenagens cônicas de dentes helicoidais há, além dos ângulos presentes na engrenagem cônica de dentes retos, também o ângulo de hélice (ψ). Assim, as componentes radiais e de avanço são verificadas utilizando respectivamente as equações (14) e (15) para hélice a direita e rotação horária e para hélice a esquerda e rotação anti-horária. Para a hélice a direita e rotação anti-horária e para hélice a esquerda e rotação horária, as componentes radiais e de avanço são verificadas utilizando respectivamente as equações (16) e (17).

$$W_{rad} = \frac{W_{transm}}{\cos\psi} (\tan\phi \operatorname{sen}\gamma + \operatorname{sen}\gamma \cos\gamma) \quad (14)$$

$$W_{av} = \frac{W_{transm}}{\cos\psi} (\tan\phi \operatorname{sen}\gamma - \operatorname{sen}\gamma \cos\gamma) \quad (15)$$

$$W_{rad} = \frac{W_{transm}}{\cos\psi} (\tan\phi \operatorname{sen}\gamma - \operatorname{sen}\gamma \cos\gamma) \quad (16)$$

$$W_{av} = \frac{W_{transm}}{\cos\psi} (\tan\phi \operatorname{sen}\gamma + \operatorname{sen}\gamma \cos\gamma) \quad (17)$$

2.5 ENGRENAGEM SEM-FIM COROA

Segundo Budynas, et al. (2011) neste tipo de engrenagem verifica-se o pinhão e a coroa. O pinhão assemelha-se a um parafuso e dependendo do sentido de rotação deste elemento, a coroa pode ser movida em um sentido ou no outro. O funcionamento ocorre pela superposição de dentes do pinhão na coroa. Na figura 2.8 há um exemplo de um par de engrenagens deste tipo.

Quando o engrenamento ocorre em um par de engrenagens sem-fim coroa, como apresentado na figura 2.8, verifica-se uma força com ângulo de avanço (λ) presente no engrenamento que depende do ângulo de pressão normal (ϕ_n) da engrenagem. A partir da verificação do diagrama de forças presente na figura 2.9, pode-se decompor as forças em componentes nas direções principais (x, y e z) para aferição, conforme apresentado na mesma figura. Para se calcular cada uma das componentes dessa força presente no engrenamento podem-se empregar as equações de (18) a (20).

$$W_x = W(\cos\phi_{norm} \operatorname{sen}\lambda - \mu \cos\lambda) \quad (18)$$

$$W_y = W \operatorname{sen}\phi_{norm} \quad (19)$$

$$W_z = W(\cos\phi_{norm} \cos\lambda - \mu \operatorname{sen}\lambda) \quad (20)$$



Figura 2.8. Par de engrenagens sem fim coroa (<<http://www.engrenagensipojuca.com.br/coroeixo-sem-fim>>. Acesso em 02/04/2017)

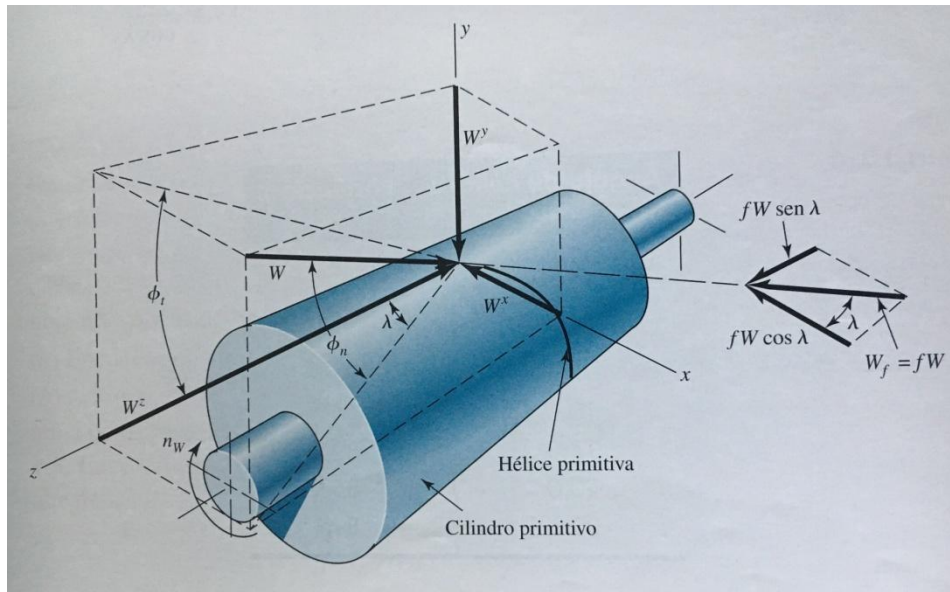


Figura 2.9. Forças no engrenamento do par de engrenagens sem-fim coroa (Budynas, et al. 2011)

Para verificar as reações no sem-fim e na coroa, utilizaram-se as equações (18) a (20). Os resultados encontrados estão apresentados nas equações de (21) a (23). Com a equação (23), pode-se encontrar a força de atrito, conforme apresentado na equação (24). Comparando os valores encontrados para a componente tangencial do sem-fim pelas equações (21) e (25), pode-se encontrar a eficiência do sistema, conforme apresentado na equação (26). Também é possível calcular o rendimento utilizando a equação (27).

$$W_{sf_{tang}} = -W_{co_{ax}} = W_x \quad (21)$$

$$W_{sf_{rad}} = -W_{co_{rad}} = W_y \quad (22)$$

$$W_{sf_{ax}} = -W_{co_{tang}} = W_z \quad (23)$$

$$W_{\mu} = \mu W = \frac{\mu W_{co_{tang}}}{\mu \text{sen} \lambda - \text{cos} \phi_{norm} \text{cos} \lambda} \quad (24)$$

$$W'_{sf_{tang}} = W_{co_{tang}} \frac{\text{cos} \phi_{norm} \text{sen} \lambda + \mu \text{cos} \lambda}{\mu \text{sen} \lambda - \text{cos} \phi_{norm} \text{cos} \lambda} \quad (25)$$

$$\eta = \frac{W_{sf\text{tang}}(\text{sem atrito})}{W'_{sf\text{tang}}(\text{com atrito})} \quad (26)$$

$$\eta = \frac{\cos\phi_{norm} - \mu \tan\lambda}{\cos\phi_{norm} + \mu \cotan\lambda} \quad (27)$$

A eficiência também varia conforme o ângulo de hélice, conforme se pode verificar na figura 2.10, em que apresenta um par de engrenagens sem-fim coroa com coeficiente de atrito de 0,05.

Ângulo de hélice λ , graus	Eficiência η , %
1,0	25,2
2,5	45,7
5,0	62,6
7,5	71,3
10,0	76,6
15,0	82,7
20,0	85,6
30,0	88,7

Figura 2.10. Eficiência de um par de engrenagens sem-fim coroa com $f = 0,05$ (Budynas, et al. 2016)

O coeficiente de atrito depende da velocidade relativa, conforme apresentado na equação (28). A velocidade relativa (V_S na figura 2.11) é verificada pela diferença entre a velocidade do pinhão e a da coroa (respectivamente V_W e V_G na figura 2.11), segundo Budynas, et al. (2011). Sabendo a velocidade relativa, pode-se verificar o coeficiente de atrito utilizando o gráfico presente na figura 2.12. A curva A presente nesta figura é empregada quando o material não é de alta qualidade. Assim, verifica-se um coeficiente de atrito maior. Um exemplo deste caso, segundo Budynas, et al. (2011), é o de engrazamento de um parafuso de ferro fundido com coroa de ferro fundido. Já a curva B presente na mesma figura é empregada quando o material é de melhor qualidade. Assim, verificam-se um coeficiente menor. Um exemplo deste caso, segundo Budynas, et al. (2011), é o de engrazamento de um parafuso de aço endurecido com coroa de bronze-fósforo.

$$V_{rel} = \frac{V_{sf}}{\cos\lambda} \quad (28)$$

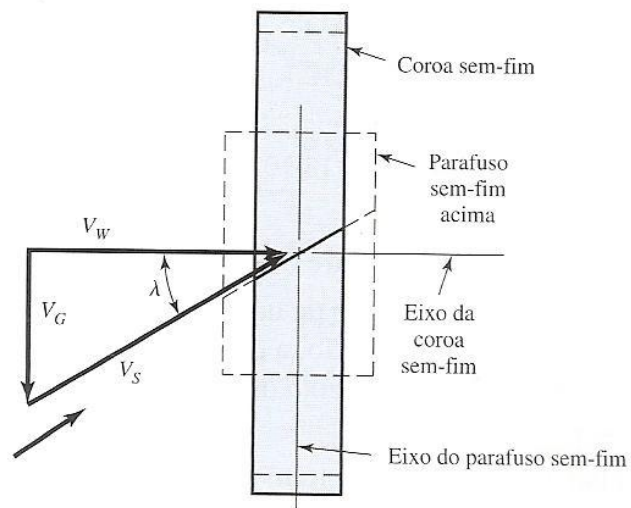


Figura 2.11. Componentes de velocidade de um par de engrenagens sem-fim coroa (Budynas, et al. 2011)

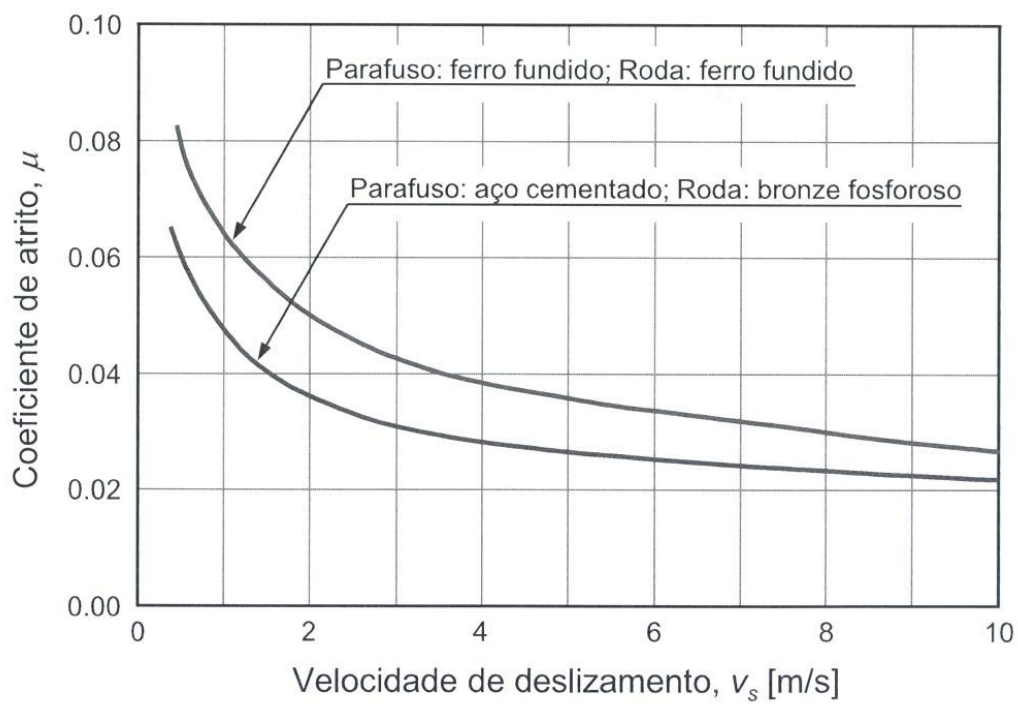


Figura 2.12. Curvas para definição de fator de atrito de um par de engrenagens sem-fim coroa (Budynas, et al. 2016)

3 TIPOS DE MONTAGEM DE ENGRENAGENS EM EIXOS

3.1 ASPECTOS GERAIS

Para realizar e compreender o acoplamento de engrenagens ao eixo por interferência em uma montagem de um redutor industrial deve-se analisar alguns aspectos como verificar os tipos de engrenagens utilizados, apresentado no capítulo 2, verificar os tipos de acoplamentos comumente empregados, apresentado nas seções 3.2 e 3.4, além de realizar uma análise nos tipos de ajustes e tolerâncias aceitos pela ABNT e realizar um aprofundamento mais específico no caso do ajuste por interferência com suas fórmulas para análise de resultados, ambos apresentados na seção 3.4.

3.2 MONTAGEM UTILIZANDO ELEMENTOS AUXILIARES

3.2.1 Chavetas

A fixação por chaveta é a forma mais comumente empregada para o acoplamento do eixo à engrenagem. Esta fixação se baseia em uma cunha (ou chaveta) com formato pré-determinado que é posicionada em um rasgo do mesmo formato que se encontra na engrenagem ou uma parte no eixo e outra na engrenagem. Na figura 3.1 pode-se verificar um acoplamento de engrenagem no eixo utilizando chaveta.

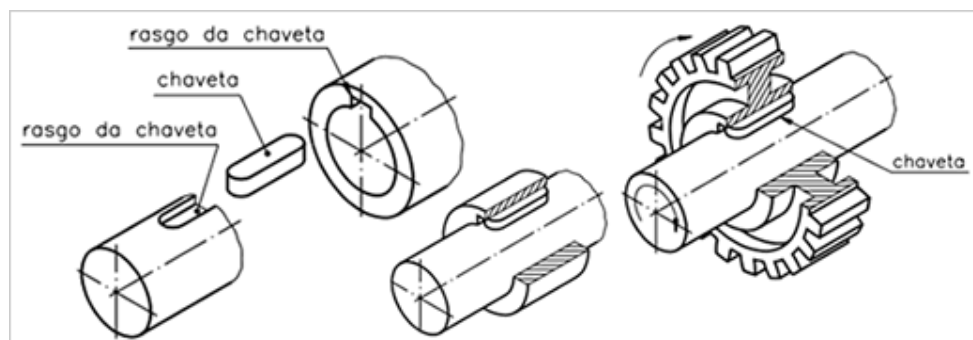


Figura 3.1. Fixação por chavetas (<<http://www.reformix.com.br/manutencao-chavetas.html>>. Acesso em 21/03/2017)

O material empregado na chaveta é menos resistente e mais barato que o do eixo e do cubo da engrenagem. Assim, este elemento, que é de fácil substituição, falha antes que o eixo ou a engrenagem sofra alguma tensão excessiva, preservando-os.

3.2.2 Estrias

A fixação por estrias ocorre com a usinagem de dentes de engrenagem na face externa do eixo e na interna do cubo. Este tipo de fixação é mais cara que a por meio de chavetas, mas possui como vantagem a transmissão de um torque mais elevado. Na figura 3.2 pode-se verificar a usinagem de estrias em um eixo.



Figura 3.2. Fabricação de estrias em um eixo (<http://www.sandvik.coromant.com/pt-pt/mww/Pages/T_SplineMachining.aspx>. Acesso em 21/03/2017)

3.3 OUTROS TIPOS DE MONTAGEM

3.3.1 Soldagem

A fixação da engrenagem no eixo utilizando soldagem, como apresentado na figura 3.3, é um processo que necessita de calor e em alguns casos de material de adição. Este processo de fixação leva à união rígida da engrenagem ao eixo. Esta característica leva à impossibilidade de substituição caso um dos elementos do sistema venha a falhar. Ainda, é possível perceber nos tipos mais comuns de soldas, que necessitam de calor para realizar a união entre os elementos, a presença de uma zona termicamente afetada próxima ao cordão de solda que se deve justamente por conta da variação de temperatura necessária para que se obtenha a união entre os elementos que é o desejado. Usualmente, esta região da peça é a mais frágil e, por consequência, onde ocorre a falha.



Figura 3.3. Fabricação de estrias em um eixo (<<http://www.billzilla.org/crweld.jpg>>. Acesso em 19/05/2017)

3.3.2 Colagem

O processo utilizando cola para a fixação do eixo na engrenagem é empregado com o objetivo de preencher os espaços vazios que estão presentes na interface da superfície do eixo com a do cubo da engrenagem, como apresentado na figura 3.4. O preenchimento desses espaços causa um desgaste mais homogêneo na interface.

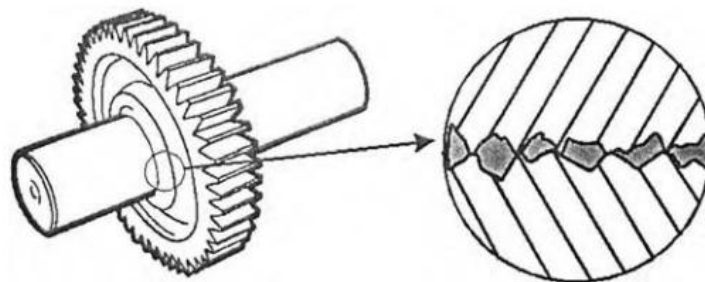


Figura 3.4. Colagem de engrenagem em eixo (Timings, 2006)

O caso apresentado na figura 3.4 é um adesivo anaeróbico, ou seja, que não necessita de oxigênio para se realizar o processo de cura. Por esse motivo que ele consegue curar nos interstícios entre a engrenagem e o eixo. Existem outros métodos além do apresentado na figura 3.4. Existem adesivos que, para se realizar a cura, é necessária a exposição da junta colada a lâmpadas que emitem raios ultravioletas. Outros tipos de adesivos empregados são os que utilizam como base para o processo de cura uma reação anônica, que é o caso dos cianoacrilatos, os que necessitam de um

catalisador, que é o caso de acrílicos modificados, e os que dependem da umidade do ar para realizar a cura, que é o caso de alguns exemplos de materiais como o silicone e o poliuretano.

3.4 MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA

3.4.1 Limites e ajustes

O projetista é livre para adotar qualquer geometria de ajuste para eixos e furos que assegure a função pretendida. Há suficiente experiência acumulada com situações comumente recorrentes para tornar a padronização útil. Ao utilizar o padrão, letras maiúsculas sempre se referem ao furo; letras minúsculas são utilizadas para o eixo.

A Figura 3.5 mostra as definições aplicáveis a um ajuste cilíndrico.

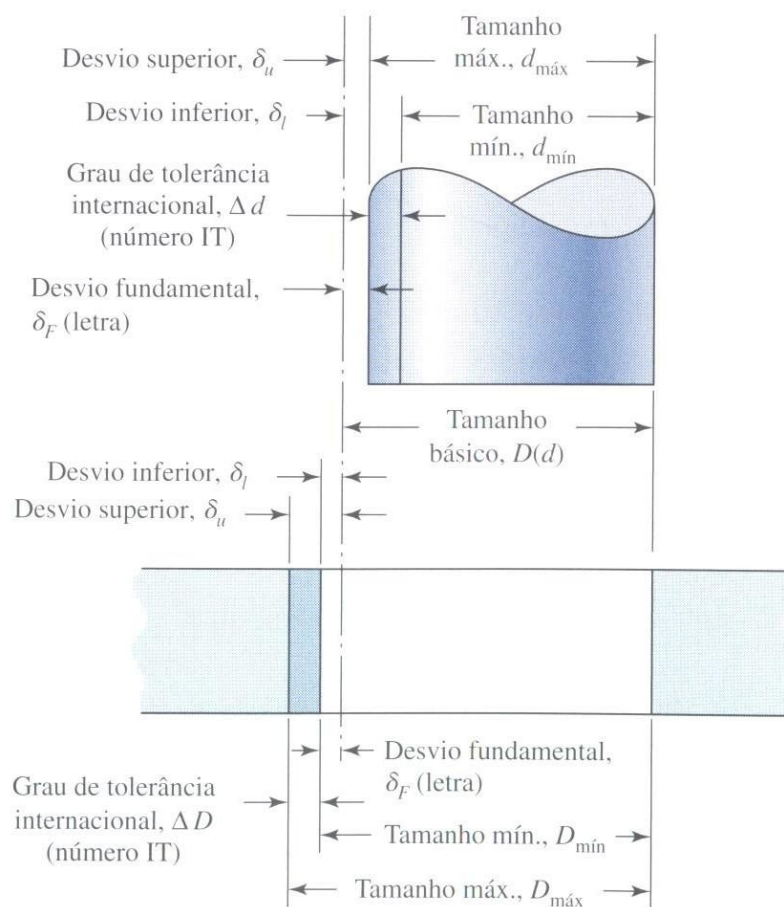
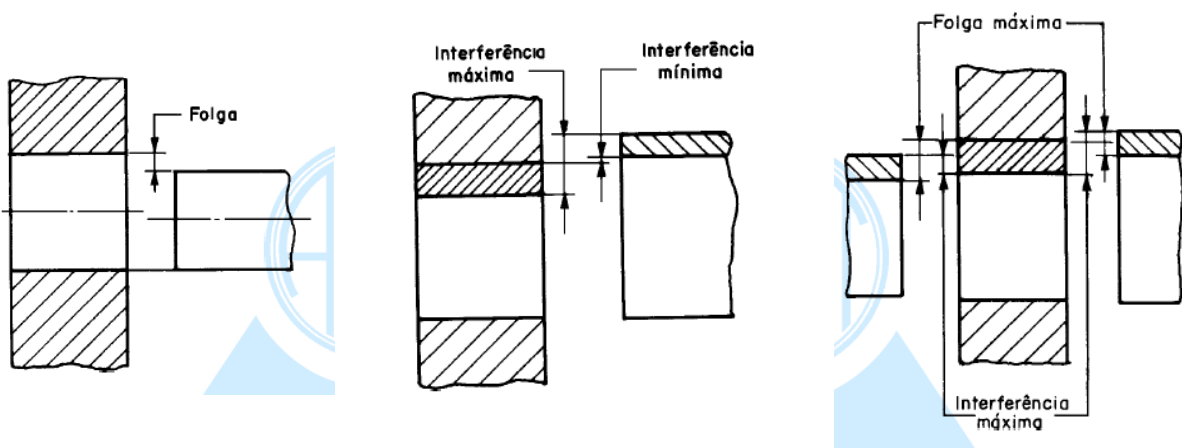


Figura 3.5. Definições aplicáveis a um ajuste cilíndrico (Budynas, et al. 2016)

As definições ilustradas na figura 3.5 são explicadas da seguinte forma, como apresentado em Budynas, et al. (2016):

- Tamanho básico ($D(d)$) é o tamanho ao qual limites ou desvios são designados e é o mesmo para ambos membros do ajuste.
- Desvio é a diferença algébrica entre um tamanho e o tamanho básico correspondente.
- Desvio superior (δ_u) é a diferença algébrica entre o limite máximo e o tamanho básico correspondente.
- Desvio inferior (δ_l) é a diferença algébrica entre o limite mínimo e o tamanho básico correspondente.
- Desvio fundamental (δ_F) é tanto o desvio superior quanto o inferior, dependendo de qual está mais próximo do tamanho básico.
- Tolerância é a diferença entre os limites de tamanho máximo e mínimo de um componente.
- Números de grau de tolerância internacional IT designam grupos de tolerâncias de modo que as tolerâncias, para um número particular IT, têm o mesmo nível relativo de acurácia, porém, variam dependendo do tamanho básico.
- Base furo representa um sistema de ajustes correspondendo a um tamanho básico de furo. O desvio fundamental é H.

Ao analisar a norma NBR 6158/1995, verifica-se a possibilidade de três tipos gerais de ajustes, a saber: com folga, com interferência e incerto. Estes casos estão apresentados na figura 3.6. No ajuste com folga verifica-se uma diferença positiva entre o diâmetro interno do cubo e o diâmetro externo do eixo. Já no caso do ajuste com interferência, esta diferença entre o diâmetro interno do cubo e o diâmetro externo do eixo é negativa. No caso do ajuste incerto, pode existir tanto folga quanto a interferência, tendo em vista as dimensões mínimas e máximas do eixo e do cubo.



(a). Ajuste com folga

(b). Ajuste com interferência

(c) Ajuste incerto

Figura 3.6. Tipos gerais de ajustes (ABNT NBR 6158/1995)

A Figura 3.7, mostra uma tabela com os tipos de ajustes comumente empregados para cada um dos casos mostrados na figura 3.6.

Tipos de ajuste	Descrição	Símbolo
Folga	<i>Ajuste correção folgado</i> : para tolerâncias comerciais amplas ou margens em membros externos.	H11/c11
	<i>Ajuste correção livre</i> : não deve ser utilizado quando a acurácia é essencial, mas é bom para grandes variações de temperatura, altas velocidades ou pressões elevadas em munhão.	H9/d9
	<i>Ajuste correção apertado</i> : para funcionamento em máquinas precisas e para posicionamento acurado a velocidades e pressões moderadas em munhão.	H8/f7
	<i>Ajuste deslizante</i> : onde as peças não são destinadas a correr livremente, mas sim a mover-se e girar livremente, bem como a se posicionar com precisão.	H7/g6
	<i>Ajuste locativo com folga</i> : provê um ajuste apertado para a localização de peças estacionárias, que, no entanto, podem ser livremente montadas e desmontadas.	H7/h6
Transição	<i>Ajuste de transição locativa</i> para localização acurada, um compromisso entre folga e interferência.	H7/k6
	<i>Ajuste de transição locativa</i> para localização mais acurada em que maior interferência é permissível.	H7/n6
Interferência	<i>Ajuste de interferência locativa</i> : para peças requerendo rigidez e alinhamento com acurácia primordial de localização, mas sem requisitos especiais de pressão de furo.	H7/p6
	<i>Ajuste de esforço médio</i> : para peças feitas de aço de uso corriqueiro ou ajustes de contração de secções leves, o ajuste mais apertado que se pode utilizar com ferro fundido.	H7/s6
	<i>Ajuste forçado</i> : adequado para peças que podem sofrer tensões elevadas ou para ajustes de contração nos quais grandes forças de prensagem são impraticáveis.	H7/u6

Fonte: Preferred Metric Limits and Fits, ANSI B4.2-1978. Ver também BS 4500.

Figura 3.7. Descrições de ajustes preferenciais utilizando o Sistema de Furo Básico (Budynas, et al. 2016)

3.4.1.1 Aplicações de ajustes com interferência

A relação entre vasos de pressão cilíndricos e ajustes com interferência é direta. Quando o cubo cilíndrico de um componente acoplado a um eixo pressionando-o na posição, ou quando técnicas de dilatação térmica diferencial são utilizadas para a montagem, uma pressão interfacial é gerada entre o eixo e o cubo. O estado de tensões produzido no cubo pela pressão interna induzida pelo ajuste com interferência é completamente análogo ao estado de tensões induzido na parede de um vaso de pressão cilíndrico internamente pressurizado. Da mesma forma, se o eixo é vazado, o estado de tensões no eixo é análogo ao encontrado na parede de um vaso de pressão externamente pressurizado. Uma vez que o torque de atrito transmitido por uma montagem por ajuste com interferência está diretamente relacionado à pressão interfacial, é necessário calcular a interferência diametral capaz de fornecer um determinado torque de atrito, e também deve ser determinado o estado de tensões resultante no cubo e no eixo. A estratégia consiste em, primeiro, desenvolver as expressões para as distribuições de tensões em cilindros vazados pressurizados como uma função da pressão, das

dimensões e das propriedades dos materiais e, em seguida, adaptar estas expressões ao caso de ajustes com interferência (Collins, 2006).

3.4.2 Tensões e capacidade de torque em ajustes por interferência

Em aplicações com ajuste com interferência, como o caso de um cubo pressionado sobre um eixo, os modos de falha podem incluir escoamento, ruptura dúctil, fratura frágil (provavelmente induzida por uma interferência diametral inadequada), fadiga por fretagem na interface, ou fadiga iniciada nas regiões de concentração de tensões nas extremidades do cubo. É importante observar que as falhas associadas a ajustes com interferência são algumas vezes geradas pela falta de atenção do projetista à importante tarefa de especificar as tolerâncias adequadas do diâmetro do eixo e do furo do cubo. Usualmente, um projetista deve investigar tanto a condição ditada pela tolerância de interferência mínima (de modo a garantir que os requisitos de transferência de torque sejam satisfeitos) como a condição ditada pela tolerância de interferência máxima (de modo a garantir os requisitos de que os níveis de tensões estejam em faixas seguras). Qualquer dilatação ou contração diferencial induzida por variações de temperatura operacionais também deve ser avaliada em termos das consequentes alterações de tolerâncias (Collins, 2006).

As tensões que surgem devido a um ajuste por interferência podem ser obtidas tratando o eixo como um cilindro com pressão externa uniforme e o cubo como um cilindro vazado com pressão interna uniforme (Budynas, et al. 2016).

3.4.2.1. Tensões em cilindros pressurizados

Vasos de pressão cilíndricos, cilindros hidráulicos, canos de armas de fogo e tubos que transportam fluidos a alta pressão desenvolvem tanto tensões radiais como tangenciais cujos valores dependem do raio do elemento considerado. Ao se determinar a tensão radial σ_r e a tensão tangencial σ_t , utiliza-se a hipótese de que a elongação longitudinal é constante em torno da circunferência do cilindro. Ou seja, uma seção reta do cilindro permanece plana após o tensionamento (Budynas, et al. 2016).

A figura 3.10 mostra um cilindro submetido a pressão tanto interna quanto externa. Denomina-se o raio interno do cilindro de r_i , o raio externo de r_o , a pressão interna de p_i e a pressão externa de p_o .

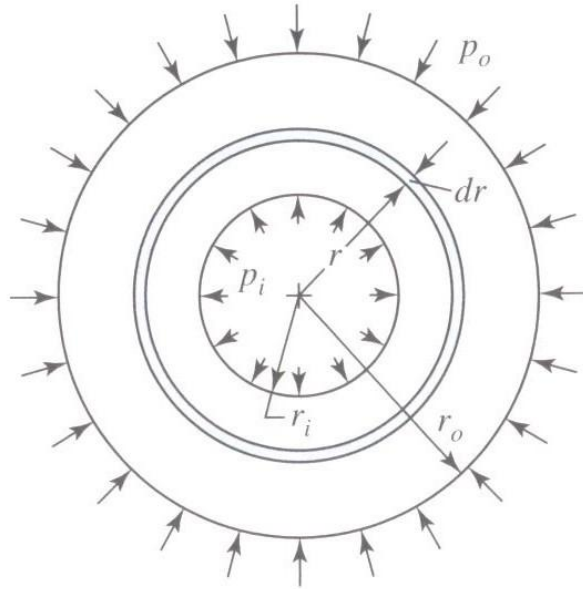


Figura 3.8. Cilindro pressurizado (Budynas, et al. 2016)

As tensões tangenciais e radiais podem ser determinadas utilizando-se as equações (29) e (30) (Budynas, et al. 2016).

$$\sigma_{tang} = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - r_o^2 r_i^2 (p_o - p_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (29)$$

$$\sigma_{rad} = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + r_o^2 r_i^2 (p_o - p_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (30)$$

Quando $p_o = 0$ as equações (29) e (30) produzem as equações (31) e (32).

$$\sigma_{tang} = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 + \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (31)$$

$$\sigma_{rad} = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \left(1 - \frac{r_o^2}{r^2} \right) \quad (32)$$

As equações (31) e (32) são representadas graficamente na figura 3.9.

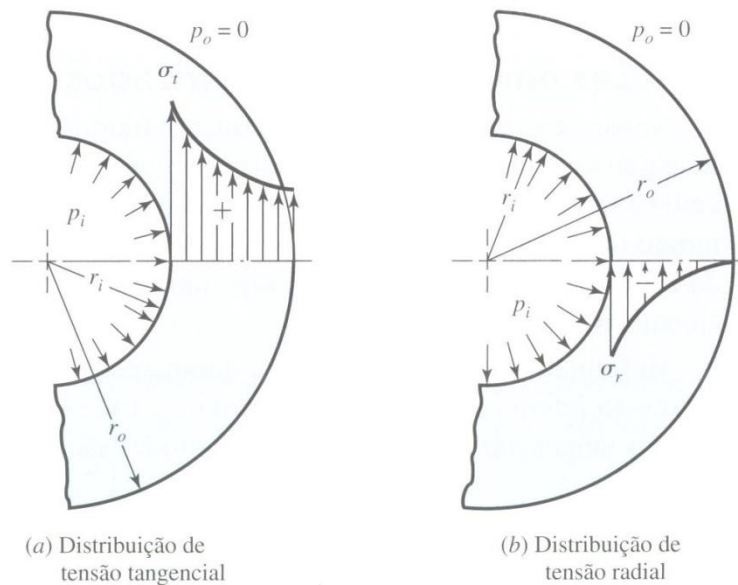


Figura 3.9. Distribuição de tensões em um cilindro de parede grossa submetido a pressão interna
(Budynas, et al. 2016)

É importante ressaltar que as equações (29), (30), (31) e (32) se aplicam apenas a seções a uma distância significativa das extremidades e longe de qualquer área de concentração de tensão.

3.4.2.2 Ajustes por interferência

Quando duas peças cilíndricas são montadas por meio de ajuste de contração ou de pressão um sobre a outra, é criada uma pressão de contato entre as duas peças. As tensões resultantes dessa pressão podem ser determinadas utilizando-se as equações (29) e (30).

A Figura 3.10 mostra dois membros cilíndricos que foram montados com um ajuste de contração. Antes da montagem, o raio externo do membro interno era maior que o raio interno do membro externo, cuja diferença equivale a uma interferência radial δ . Após a montagem uma pressão de contato por interferência p desenvolve-se entre os membros no raio nominal R , causando tensões radiais $\sigma_r = -p$ em cada um dos membros nas superfícies de contato.

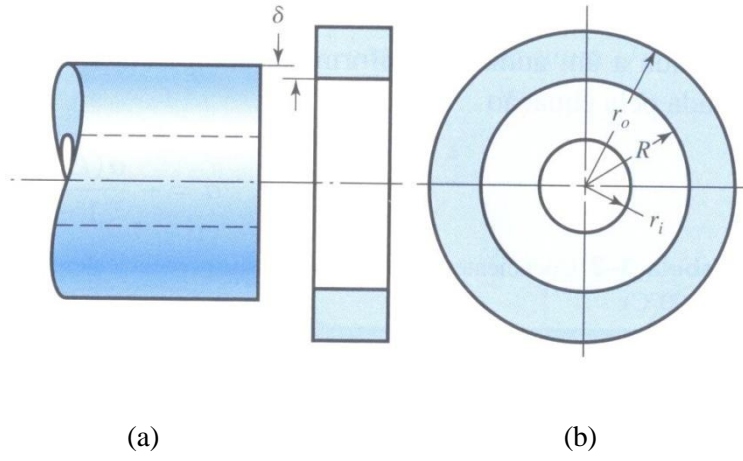


Figura 3.10. Notação para ajustes por pressão e contração. (a) Peças montadas; (b) após a montagem.

(Budynas, et al. 2016)

Segundo Budynas, et al. (2016), essa pressão é dada pela equação (33).

$$p = \frac{\delta_{med_{rad}}}{r_{cont} \left[\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{r_{ext_{cubo}}^2 + r_{cont}^2}{r_{ext_{cubo}}^2 - r_{cont}^2} + \nu_{cubo} \right) + \frac{1}{E_{eixo}} \left(\frac{r_{cont}^2 + r_{int_{eixo}}^2}{r_{cont}^2 - r_{int_{eixo}}^2} - \nu_{eixo} \right) \right]} \quad (33)$$

Os subscritos *cubo* e *eixo* nas propriedades do material (E e ν) correspondem, respectivamente, aos membros externo (r_o) e interno (r_i) e r_{cont} corresponde ao raio nominal R .

Se os dois membros forem do mesmo material com $E_{cubo} = E_{eixo} = E$, $\nu_{cubo} = \nu_{eixo}$, a relação se simplifica para a equação (34).

$$p = \frac{E \delta_{med_{rad}}}{2 r_{cont}^3} \left[\frac{(r_{ext_{cubo}}^2 - r_{cont}^2)(r_{cont}^2 - r_{int_{eixo}}^2)}{(r_{ext_{cubo}}^2 - r_{int_{eixo}}^2)} \right] \quad (34)$$

Para as equações (33) e (34), podem ser usados os diâmetros em vez dos raios, desde que δ seja a interferência diametral (duas vezes a interferência radial). Ou seja, como apresentado na equação (35). No caso em que ambos os membros são do mesmo material, verifica-se a equação (36).

$$p = \frac{\delta_{med_{diam}}}{d_{cont} \left[\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{d_{ext_{cubo}}^2 + d_{cont}^2}{d_{ext_{cubo}}^2 - d_{cont}^2} + \nu_{cubo} \right) + \frac{1}{E_{eixo}} \left(\frac{d_{cont}^2 + d_{int_{eixo}}^2}{d_{cont}^2 - d_{int_{eixo}}^2} - \nu_{eixo} \right) \right]} \quad (35)$$

$$p = \frac{E \delta_{med_{diam}}}{2 d_{cont}^3} \left[\frac{(d_{ext_{cubo}}^2 - d_{cont}^2)(d_{cont}^2 - d_{int_{eixo}}^2)}{(d_{ext_{cubo}}^2 - d_{int_{eixo}}^2)} \right] \quad (36)$$

Onde, d_{cont} é o diâmetro nominal do eixo, $d_{int\ eixo}$ é o diâmetro interno do eixo (se houver), $d_{ext\ cubo}$ é o diâmetro externo do cubo, E é o módulo de Young e ν é o coeficiente de Poisson, com os subscritos *cubo* e *eixo* para o membro mais externo (cubo) e membro mais interno (eixo), respectivamente. O termo $\delta_{med\ diam}$ é a interferência *diametral* entre o eixo e o cubo, que é a diferença entre o diâmetro externo do eixo e o diâmetro interno do cubo, como se pode verificar na equação (37).

$$\delta_{med\ diam} = d_{eixo} - d_{cubo} \quad (37)$$

Visto que haverá tolerâncias em ambos os diâmetros, as pressões máxima e mínima podem ser encontradas aplicando as interferências máxima e mínima. Adotando a notação da Figura 3.5, têm-se as equações (38) e (39).

$$\delta_{min\ diam} = d_{eixo\ min} - d_{cubo\ max} \quad (38)$$

$$\delta_{max\ diam} = d_{eixo\ max} - d_{cubo\ min} \quad (39)$$

A interferência máxima deve ser usada nas equações (33) a (36) para determinar a pressão máxima a fim de verificar se as tensões excedem a tensão de escoamento do material.

As rugosidades presentes na zona de contacto do eixo com o cubo da engrenagem têm um papel importante no dimensionamento de uma montagem por interferência devendo ser contabilizadas. Um pior acabamento das superfícies de contacto na montagem, (com as rugosidades mais elevadas) conduz, para um igual valor de interferência, a maiores pressões de aperto e portanto maiores tensões na montagem reduzindo a vida da mesma bem como a sua confiabilidade. Por outro lado, mantendo a mesma pressão de aperto e reduzindo as rugosidades dos elementos nas suas superfícies (através de melhores acabamentos), haverá uma redução da interferência necessária tornando a montagem igualmente eficaz (Barros, 2011).

Assim, considerando rugosidade média no eixo na zona de contato com o cubo da engrenagem, Rug_{eixo} , e a rugosidade média do cubo da engrenagem na zona de contato com o eixo, Rug_{cubo} , pode-se reescrever as equações (33) e (35) como sendo as equações (40) e (41), pressão considerando a rugosidade superficial.

$$p = \frac{\delta_{med\ rad} - Rug_{eixo} - Rug_{cubo}}{r_{cont} \left[\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{r_{ext\ cubo}^2 + r_{cont}^2}{r_{ext\ cubo}^2 - r_{cont}^2} + \nu_{cubo} \right) + \frac{1}{E_{eixo}} \left(\frac{r_{cont}^2 + r_{int\ eixo}^2}{r_{cont}^2 - r_{int\ eixo}^2} - \nu_{eixo} \right) \right]} \quad (40)$$

$$p = \frac{\delta_{med\,diam} - Rug_{eixo} - Rug_{cubo}}{d_{cont} \left[\frac{1}{E_{cubo}} \left(\frac{d_{ext\,cubo}^2 + d_{cont}^2}{d_{ext\,cubo}^2 - d_{cont}^2} + \nu_{cubo} \right) + \frac{1}{E_{eixo}} \left(\frac{d_{cont}^2 + d_{int\,eixo}^2}{d_{cont}^2 - d_{int\,eixo}^2} - \nu_{eixo} \right) \right]} \quad (41)$$

As equações (29) e (30) podem ser utilizadas para determinar as tensões tangencial e radial em cada membro. Para o membro interno (eixo), $p_o = p$ e $p_i = 0$. Para o membro externo (cubo) $p_o = 0$ e $p_i = p$. Por exemplo, as magnitudes das tensões tangenciais no raio de transição R são máximas para ambos os membros. Para o membro interno (eixo) tem-se a equação (42).

$$(\sigma_{tang})_{eixo} = -p \frac{r_{cont}^2 + r_{int\,eixo}^2}{r_{cont}^2 - r_{int\,eixo}^2} \quad (42)$$

Ou em função dos diâmetros, tem-se a equação (43).

$$(\sigma_{tang})_{eixo} = -p \frac{d_{cont}^2 + d_{int\,eixo}^2}{d_{cont}^2 - d_{int\,eixo}^2} \quad (43)$$

Para o membro externo (cubo), tem-se a equação (44), ou a equação (45), dependendo de diâmetros.

$$(\sigma_{tang})_{cubo} = -p \frac{r_{ext\,cubo}^2 + r_{cont}^2}{r_{ext\,cubo}^2 - r_{cont}^2} \quad (44)$$

$$(\sigma_{tang})_{cubo} = -p \frac{d_{ext\,cubo}^2 + d_{cont}^2}{d_{ext\,cubo}^2 - d_{cont}^2} \quad (45)$$

Já as tensões radiais na interface para os dois elementos (eixo e cubo respectivamente) estão apresentadas nas equações (46) e (47).

$$(\sigma_{rad})_{eixo} = -p \quad (46)$$

$$(\sigma_{rad})_{cubo} = -p \quad (47)$$

Estas tensões precisam ser mantidas abaixo das resistências de escoamento dos materiais para que o ajuste seja eficaz. Se os materiais escoarem, o cubo se soltará do eixo.

Ao utilizar equações (42) a (47) supõe-se que os dois membros têm o mesmo comprimento. No caso de um cubo que tenha sido ajustado por pressão a um eixo, essa hipótese não seria verdadeira

e poderia existir uma pressão acrescida em cada extremidade do cubo. Para esta condição, emprega-se um fator de concentração de tensão. O valor deste fator depende da pressão de contato e da geometria do elemento fêmea (cubo), porém seu valor teórico raramente é maior que 2,0. (Budynas, et al. 2016).

A Figura 3.11 mostra as curvas dos fatores de concentração de tensão para ajustes por interferência entre cubos e eixos obtidos por fotoelasticidade (Norton, 2013).

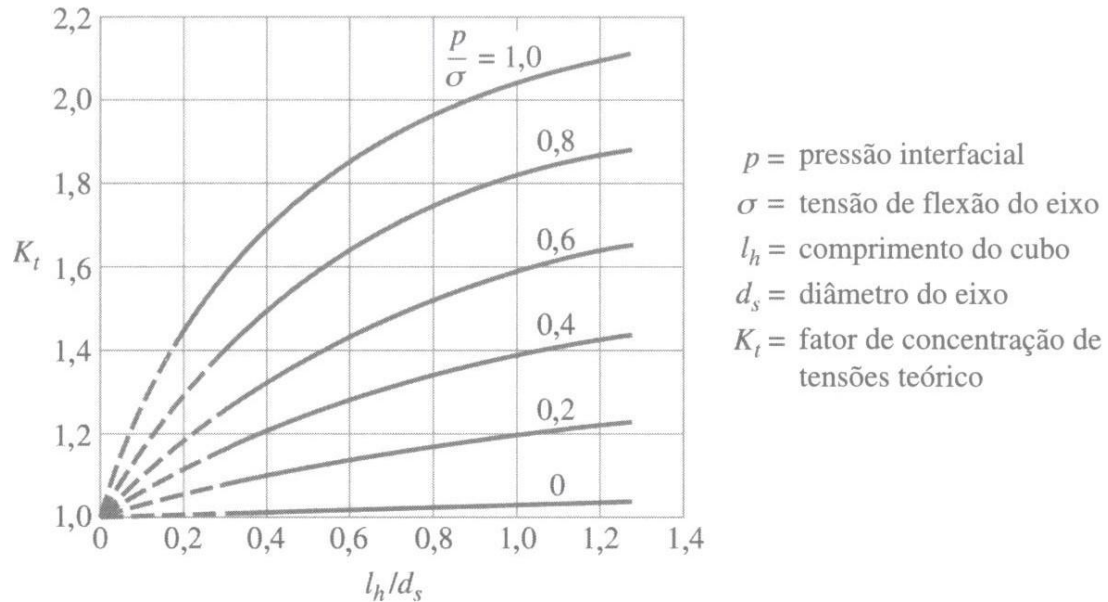


Figura 3.11. Fator de concentração de tensão para ajustes por interferência do cubo em um eixo (Norton, 2013)

A tensão normal σ deve ser calculada utilizando o momento fletor na extremidade do cubo, conforme mostrado na figura 3.12.

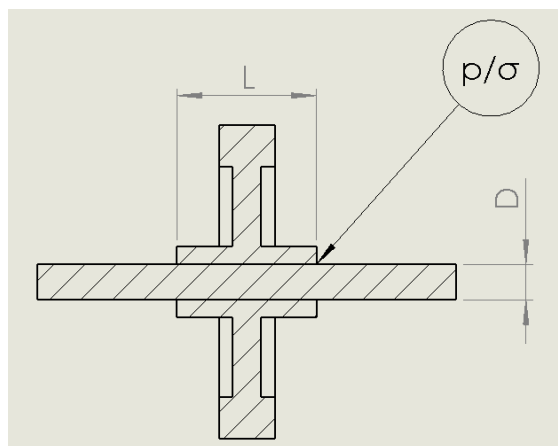


Figura 3.12. Montagem de uma engrenagem em um eixo indicando o ponto onde deve ser calculado o momento fletor para se determinar σ

A capacidade do torque de atrito da junta com ajuste com interferência pode ser determinado utilizando-se a equação (48), conforme apresentado em Budynas, et al. (2016).

$$T_o = \frac{\pi\mu plr^2}{2} \quad (48)$$

Onde μ é o coeficiente de atrito na interface cubo eixo e as demais variáveis estão explicitadas na figura 3.11. A interferência mínima δ_{\min} , deve ser usada para determinar a pressão mínima a fim de se determinar o máximo torque que a junção pode transmitir sem escorregamento.

A força axial necessária para extrair o eixo do cubo é dada pela equação (49) (Budynas, et al. 2016).

$$F = \mu N = \mu p A = 2\pi\mu plr \quad (49)$$

A American Gear Manufactures Association - AGMA sugere um valor de $0,12 \leq \mu \leq 0,15$ para cubos expandidos hidraulicamente e $0,15 \leq \mu \leq 0,20$ para cubos de ajuste por pressão. A AGMA também recomenda um acabamento superficial de $1,6 \mu\text{m } R_a$, o que requer um acabamento polido em ambos diâmetros (externo ao eixo e interno ao cubo da engrenagem). Esta variável de rugosidade superficial é determinada por uma linha de referência média. Esta referência é obtida utilizando uma média de todos os valores do comprimento de medição, como apresentado na figura 3.13. Para cada faixa de rugosidade superficial, há um comprimento de amostragem (lr) e um comprimento de medição (ln) que são determinados, como apresentado na figura 3.14. Na figura 3.15 há um comparativo entre os comprimentos de amostragem, de medição e total (lt), que comumente são empregados para determinados de valores de rugosidade superficial.

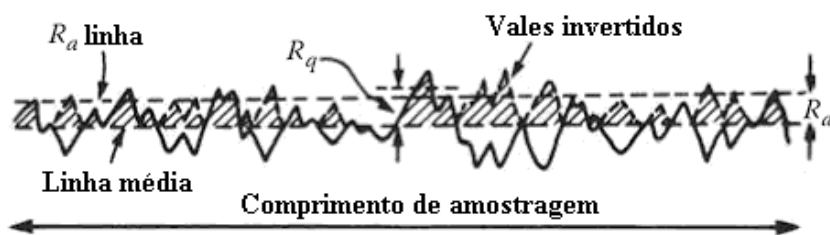


Figura 3.13. Determinação de R_a para um comprimento de medição, adaptado de Whitehouse (2010)

Rugosidade Ra [μm]	Comprimento de amostragem lr [mm]	Comprimento de medição ln [mm]
$0.006 \leq R_a < 0.02$	0.08	0.4
$0.02 \leq R_a < 0.1$	0.25	1.25
$0.1 \leq R_a < 2$	0.8	4
$2 \leq R_a < 10$	2.5	12.5
$10 \leq R_a < 80$	8	40

Figura 3.14. Faixas de R_a para comprimento de amostragem e para comprimento de medição, adaptado de Whitehouse (2010)

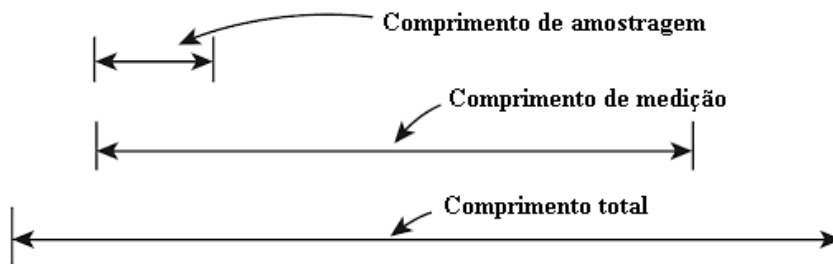


Figura 3.15. Comprimento de amostragem, comprimento de medição e comprimento total, adaptado de Whitehouse (2010)

Uma vez que o estado de tensões é biaxial na interface e o material é dúctil, a equação de projeto da teoria da energia de distorção pode ser utilizada e reduz-se a equação (50).

$$\sigma_t^2 - \sigma_t \sigma_r + \sigma_r^2 \leq S_y \quad (50)$$

Para verificar o fator de segurança para o eixo, necessita-se do fator de concentração de tensões (K_t), juntamente com a tensão transversal neste elemento do sistema e a tensão de escoamento. Para verificar o fator de segurança para o cubo, necessita-se do fator de concentração de tensões (K_t), juntamente com a tensão transversal neste elemento do sistema e a tensão de cisalhamento. As equações (51) e (52) apresentam os fatores de segurança para o eixo e o cubo da engrenagem.

$$N_{seixo} = \frac{S_{esc}}{K_t \sigma_{transv_{eixo}}} \quad (51)$$

$$N_{scubo} = \frac{S_{ut}}{K_t \sigma_{transv_{cubo}}} \quad (52)$$

3.4.3 Efeito da temperatura em ajustes por interferência

A diminuição do raio externo do eixo e/ou o aumento do raio interno do cubo da engrenagem podem dever-se essencialmente a dois fatores: força e/ou diferenças de temperatura. Nesta secção discute-se a influência do aumento ou diminuição da temperatura no raio externo e interno do eixo e cubo respectivamente.

A diferença de temperatura vai originar uma dilatação/contração térmica que embora não seja exatamente uma relação linear, pode-se assumir como linear para diferenças de temperatura na ordem dos 200 °C. A dilatação e/ou contração pode ser fornecida pela equação (53) (Budynas, et al. 2016).

$$\frac{\delta}{2} = \alpha \Delta T_m r_{inicial} \quad (53)$$

Onde:

- δ = interferência radial ou diametral;
- ΔT_m = variação da temperatura (°C);
- α = coeficiente de dilatação térmica;

No caso específico de um aquecimento, ΔT_m será positivo o que resultará em um δ positivo indicando portanto que o deslocamento irá ocorrer para fora, ou seja, irá ocorrer uma expansão do material e conseqüente aumento do raio. O aquecimento é aplicado ao cubo da engrenagem, pois é nesse mesmo que se deseja a expansão.

A temperatura a que se terá de aquecer a engrenagem, de modo a que esta expanda de um valor δ (em valor absoluto), permitindo a inserção do eixo no cubo da engrenagem pode ser calculada conforme a equação (54) (Barros, 2011).

$$T_{aquecimento} = \frac{\delta}{2 \alpha r_a} + T_{inicial} \quad (54)$$

Onde:

- $T_{aquecimento}$ = temperatura de aquecimento (°C);
- $T_{inicial}$ = temperatura inicial = temperatura ambiente (°C);

Para o arrefecimento, o raciocínio é análogo. Neste caso ΔT_m será negativo e, portanto o δ também será negativo indicando que o deslocamento será para dentro, ou seja, irá ocorrer uma contração do material e conseqüente diminuição do raio. O arrefecimento é por sua vez aplicado ao eixo, pois se pretende a contração do mesmo.

Assim, a temperatura a que se terá de arrefecer o eixo, de modo a que este contraia de um valor δ (em valor absoluto), permitindo a inserção do eixo no cubo da engrenagem pode ser calculada conforme a equação (55) (Barros, 2011).

$$T_{arrefecimento} = -\left(\frac{\delta}{2 \alpha r_a} - T_{inicial}\right) \quad (55)$$

Onde:

- $T_{arrefecimento}$ = temperatura de arrefecimento (°C);

Tanto para o aquecimento como para o arrefecimento, deve ser utilizado um valor de interferência, δ igual ou inferior ao valor médio do ajuste. Esta consideração deve-se, essencialmente, ao fato de 97,5% dos ajustamentos estarem compreendidos entre o valor mínimo e médio da classe de interferência normalizada escolhida. Ou seja, um valor de interferência superior a este conduziria a tensões superiores às admissíveis devido às rugosidades do eixo e da engrenagem na zona de contato (Barros, 2011).

É necessário que as temperaturas atingidas durante a montagem não excedam as temperaturas admissíveis de cada um dos materiais. Isto é, deve-se analisar o diagrama de fase do aço de forma a prever se o material irá mudar de estado quando atingir tais temperaturas podendo enfraquecer a sua estrutura e, por conseguinte toda a montagem. Analisando o diagrama de fases da figura 3.16 observa-se que até temperaturas na ordem dos 727 °C a estrutura estável do aço é a cúbica de corpo centrado - ferro α ou ferrita. Acima de 912 °C, a estrutura estável é a de cúbica de faces centradas – ferro γ ou austenita. Pode-se assim concluir que para as temperaturas aquecimento/arrefecimento normalmente utilizadas (até 200 °C) não irá ocorrer enfraquecimento da estrutura do aço.

Neste trabalho, as temperaturas de aquecimento dos exemplos apresentados no capítulo 5 não serão elevadas o suficiente para que o operador necessite de um diagrama de fases. Contudo, é importante o conhecimento do comportamento do material para casos onde ocorra uma maior variação de temperatura.

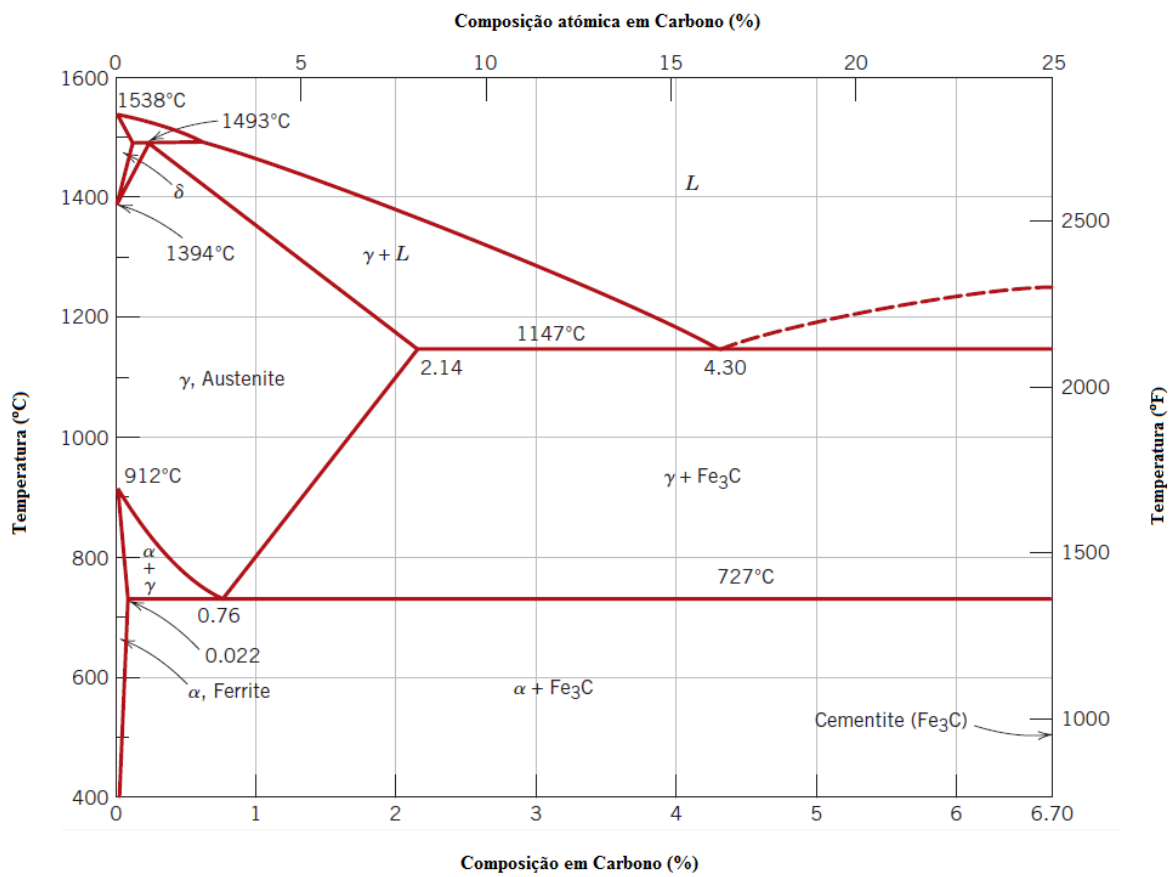


Figura 3.16. Diagrama ferro-carbono (Callister, 2011)

4 MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA

4.1 DEFINIÇÃO METROLÓGICA

4.1.1 Ajuste por interferência

Ajustes com interferência são obtidos usinando-se o furo de um cubo com um diâmetro um pouco menor do que o do eixo do conjunto e, então, montando-se as duas partes. A montagem pode ser obtida pressionando-se juntos os dois componentes (ajuste forçado), ou aquecendo-se o cubo ou resfriando-se o eixo (ajuste por contração). As deflexões elásticas opostas experimentadas pelo eixo e pelo cubo podem vir a criar grandes pressões interfaciais e forças de atrito resistentes ao deslizamento entre eles. Cabe, então, ao projetista determinar qual é a interferência diametral que deve ser especificada para um desempenho adequado. Os fatores a serem considerados no projeto são:

- O requisito de transferência de torque ou requisito de resistência ao deslizamento para satisfazer as especificações de projeto.
- O estado de tensões no ponto crítico na montagem eixo-cubo, sob as condições de operação.
- Os materiais utilizados.
- O modo de falha provável.
- As tolerâncias de usinagem especificadas para o diâmetro do eixo na região de montagem e o diâmetro do furo do cubo

Os ajustes prensados usuais são, para aços e ferros fundidos, H7/p6 e, para latão ou ligas leves, H8/s7.

Ajustes com forte aperto são obtidos com as combinações dos furos: H6, H7 e H8 com os respectivos eixos: n5 a x5, p6 a z6 e s7 a z7.

Ao proceder à seleção dos ajustes, deve-se ter em conta que alguns ajustes requerem o uso de um dispositivo de segurança adicional contra deslocamentos e outros não o requerem. No primeiro caso estão inclusos, por exemplo, os ajustes H6/n5, H7/n6, P6/h5, N7/h6, com média interferência, ou ainda os ajustes, H6/m5, M6/h5, M7/h6, com pequena interferência.

Exemplos de ajustes que não requerem dispositivos auxiliares afora os já citados, são: H7/s6, H7/r6, S7/h6 e R7/h6.

4.1.2 Tolerância padrão e afastamentos fundamentais

A norma NBR 6158/1995 apresenta 20 graus de tolerância padrão (IT) determinados pela ISO: IT01, IT0, IT1 a IT18. O grau IT01 é o que possui menor desvio entre os valores superiores e inferiores de diâmetro (tolerância dimensional menor) e é considerado o com maior grau de precisão. Já o IT18 é o que possui maior desvio entre os valores superiores e inferiores de diâmetro (tolerância dimensional maior) e é considerado o mais grosseiro. Para cada grau apresentado, há uma tolerância

dimensional considerada aceitável para cada faixa de dimensões pré-definidas pela norma. Na tabela 1 presente no anexo I pode-se verificar os valores das tolerâncias-padrão IT1 a IT18 para dimensões de até 3150 mm. Na tabela 5 também presente no anexo I pode-se verificar os valores das tolerâncias-padrão IT01 e IT0 para dimensões de até 500 mm.

Dependendo da combinação de tolerância padrão e afastamento a serem aplicados, ao se verificar o afastamento de referência, subtrai-se ou soma-se desse afastamento a tolerância padrão para encontrar o outro, que será o afastamento inferior (caso a tolerância padrão tenha sido subtraída do afastamento de referência) ou o superior (caso a tolerância padrão tenha sido somada do afastamento de referência). Há um padrão para os símbolos dos afastamentos de eixos e furos, em que o afastamento de eixo é representado por letras minúsculas e o de furo é por letras maiúsculas (NBR 6158/1995). A tabela 2 que está presente no anexo I apresenta todos os afastamentos fundamentais que estão presentes na norma NBR 6158/1995 para diferentes dimensões.

4.2 PROJETO DE UMA MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA

Antes de realizar a montagem por interferência, o projetista deve verificar as variáveis e o resultado esperado. No presente projeto, foram analisados dois casos exemplificativos dessa preparação para a montagem. No primeiro caso, o operador necessita verificar os fatores de segurança do eixo e do cubo. Para isso, são necessários que os seguintes valores de dados de entrada sejam previamente obtidos pelo operador: os afastamentos e tolerâncias fundamentais de cada elemento da montagem. Com estes valores, é possível verificar a interferência da montagem.

No segundo caso, o operador necessita verificar a interferência do sistema. Para isso, são necessários que os valores de dados de entrada que devem ser obtidos previamente pelo operador são os fatores de segurança do eixo e do cubo. Com estes valores dos fatores de segurança, é possível verificar a interferência da montagem. Com este valor calculado, o operador pode aplicar na planilha os afastamentos e tolerâncias fundamentais de cada elemento da montagem. Assim, verifica-se por meio destes valores o valor da interferência calculada. O operador ainda consegue comparar o valor da interferência da montagem e a da interferência calculada, como apresentado na seção 4.4.2.5.

Outros valores também são considerados como valores de entrada, mas para ambos os casos. Inicialmente, têm-se as propriedades dos materiais de cada um dos elementos da montagem, São estas: módulo de elasticidade, tensão de escoamento, tensão de ruptura, massa específica, coeficiente de Poisson, coeficiente de expansão térmica e temperatura de mudança de fase. Também devem ser preenchidos os valores dos diâmetros interno e externo de cada um dos elementos da montagem

Além das propriedades dos materiais do eixo e do cubo e os valores dos diâmetros internos e externos de cada um destes elementos, têm-se também os valores de temperatura ambiente, de aquecimento do cubo e de resfriamento do eixo, além da largura do cubo, coeficiente de atrito, potência do motor e rotação deste e o fator de concentração de tensões verificado. Este último fator,

que é considerado um valor de entrada, é calculado comparando a razão de pressão e tensão devida ao momento fletor com a razão de largura do cubo da engrenagem e diâmetro interno deste, equações estas apresentadas no gráfico presente nas figuras 3.11 e 3.12.

Assim como há valores que são considerados como valores de entrada para ambos os casos, também valores que são considerados como resultados para ambos os casos. Estes valores são as tensões calculadas em cada um dos elementos que compõem a montagem. Assim, é possível verificar um comparativo entre estes valores de tensões com as tensões de escoamento do eixo e a de ruptura do cubo, considerando o fator de segurança e o fator de concentração de tensões para cada caso. Este comparativo retorna a informação se há a falha do material ou não em cada elemento do sistema. O cálculo de cada uma das tensões é utilizando as equações de (42) a (47).

4.3 PROCEDIMENTO DA MONTAGEM

Para realizar a montagem, verificaram-se quatro possibilidades.

- I. Sem mudança de temperatura;
- II. Resfriamento do eixo;
- III. Aquecimento do cubo;
- IV. Aquecimento do cubo e resfriamento do eixo.

Inicialmente, optou-se por selecionar a que demanda menor gasto energético e que se caracteriza por não ter diferença de temperatura no eixo e no cubo da engrenagem. Assim, o operador empregaria apenas uma prensa para realizar a montagem de um elemento no outro. Nas outras possibilidades, há a necessidade de variação de temperatura para realizar o acoplamento entre o eixo e o cubo. A segunda opção para o operador é resfriar apenas o eixo, possivelmente em gelo seco. Assim, verifica-se uma contração do eixo, reduzindo-se o diâmetro e facilitando o ajuste do cubo nele. Já na terceira possibilidade, o operador deve aquecer apenas o cubo. Assim, verifica-se uma dilatação do cubo, aumentando-se o diâmetro e facilitando o ajuste do eixo nele. Finalmente, a quarta deve aquecer o cubo e resfriar o eixo também. Este caso normalmente é empregado quando não é possível realizar a montagem pelas possibilidades anteriores, tendo em vista o gasto energético para realizar as duas operações de variação de temperatura, que englobam o resfriamento do eixo e o aquecimento do cubo.

Tanto na terceira quanto na quarta possibilidade, há o aquecimento do cubo da engrenagem e, por isso, é necessário analisar o material deste elemento. Deve-se atentar à temperatura em que se vai aquecer o cubo. Caso esta seja suficiente para ocorrer mudanças de fase, verificar-se-á a mudança em algumas propriedades do material. Estas mudanças fazem com que os cálculos não sejam válidos para os valores previamente estabelecidos de propriedades do material.

Para cada um dos casos são verificados alguns parâmetros que devem ser apresentados ao operador como resultados. Estes resultados são basicamente as tensões em cada um dos elementos e se esses valores excedem ou não a tensão de escoamento para o eixo e a tensão de cisalhamento do cubo,

considerando o material utilizado em cada elemento. Outros resultados importantes a serem apresentados além das tensões são a tolerância calculada do sistema, o torque e se o diâmetro do eixo é menor que o do cubo. A tabela 1 apresenta os resultados de um caso exemplificativo, onde não há mudança de temperatura no eixo e no cubo.

Tabela 1. Exemplo de montagem sem variação de temperatura no eixo e no cubo

	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo					
Resultado Diâmetro Ct	NAO			Resultado tensões	SIM	
Tolerância	0.097317	mm				
σ_{eixo}	127.962	MPa	731	Tensão no eixo não excede a de escoamento		
σ_{cubo}	152.2351	MPa	1010	Tensão no cubo não excede a de escoamento		
To max	72670.62	[N*m]				
F	1012559	N				

4.4 DESENVOLVIMENTO DA PLANILHA DE CÁLCULO UTILIZANDO EXCEL

Para o desenvolvimento da planilha, foram considerados os dois casos apresentados na seção 4.2. No primeiro, o operador detém o conhecimento da tolerância padrão e do ajuste a ser empregado para obter como resultado final as tensões no sistema. Já no segundo caso, o operador inicia o processo com o fator de segurança pré-determinado no eixo e no cubo para obter como resultado final a tolerância necessária para o correto ajuste no sistema.

A planilha está dividida em 10 tabelas, sendo que o usuário só utilizará a denominada “Dados de Entrada” frequentemente. Caso o projetista necessite acrescentar um material desejado, necessitará também utilizar a tabela “Material”. As demais tabelas são apenas para cálculo.

4.4.1 Primeiro caso: tolerância padrão e ajuste como dado de entrada

4.4.1.1 Afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão

Para a realização da tabela Excel, selecionou-se uma faixa de diâmetro de 0 mm a 500 mm. Essa faixa, além de ser um espectro aceitável, é a apresentada em tabela na norma NBR 6158/1995 para as tolerâncias padrão IT01 e IT0. Utilizando estas tabelas da norma NBR 6158/1995 que estão presentes no anexo I, gerou-se uma planilha para cada um dos afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão para cada faixa de diâmetro entre 0 mm e 500 mm que é citada em norma. Quando o diâmetro está fora da faixa de 0 mm a 500 mm ou quando não existe afastamento fundamentais para a faixa de diâmetro segundo a norma NBR 6158/1995, aparece a mensagem de “FALSO” no retorno do valor na

tabela. A tabela 2 apresenta parte dessa tabela em que se verificam os valores retornados para um exemplo em que o diâmetro do eixo e do cubo é igual a 140 mm.

Tabela 2. Afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão para diâmetro externo do eixo e interno do cubo de 140 mm

Diâmetro do eixo [mm]		140	Diâmetro do cubo [mm]		140		
Afastamento	Afastamento [μm]		Afastamento	Afastamento [μm]		IT	Tolerância [μm]
a	-460		A	460		IT01	1.2
b	-260		B	260		IT0	2
c	-200		C	200		IT1	3.5
cd	FALSO		CD	FALSO		IT2	5
d	-145		D	145		IT3	8
e	-85		E	85		IT4	12
ef	FALSO		EF	FALSO		IT5	18
f	-43		F	43		IT6	25
fg	FALSO		FG	FALSO		IT7	40
g	-14		G	14		IT8	63
h	0		H	0		IT9	100
js	12.5		JS	-20		IT10	160
j	-11		J	18		IT11	250
k	3		K	-3		IT12	400
m	15		M	-15		IT13	630
n	27		N	-27		IT14	1000
p	43		P	-43		IT15	1600
r	63		R	-63		IT16	2500
s	92		S	-92		IT17	4000
t	122		T	-122		IT18	6300
u	170		U	-170			
v	202		V	-202			
x	248		X	-248			
y	300		Y	-300			
z	365		Z	-365			
za	470		ZA	-470			
zb	620		ZB	-620			
zc	800		ZC	-800			

Com os valores obtidos para cada afastamento fundamental e tolerância padrão, pode-se a partir destes valores encontrar os diâmetros mínimo e máximo para cada combinação. Em outra tabela denominada “Dados de Entrada” ao escrever o diâmetro do eixo, diâmetro do furo, os afastamentos fundamentais e as tolerâncias padrão de cada um, esta retorna, na tabela de entrada de dados, os diâmetros mínimos e máximos que foram calculados na planilha de afastamentos e tolerâncias.

Para validar os resultados da tabela de afastamentos e tolerâncias, foram necessários alguns testes. Para o cálculo do afastamento e tolerância, ao se digitar um afastamento ou tolerância

inexistente ou se não existir afastamento fundamentais para a faixa de diâmetro segundo a norma NBR 6158/1995, aparece a mensagem de “FALSO” no retorno do valor. Por consequência, aparece a mensagem de “#VALOR!” nos campos de diâmetro mínimo e máximo. A tabela 3 apresenta parte dessa tabela em que se verificam os valores retornados para um exemplo em que o diâmetro de contato entre o eixo e o cubo é igual a 140 mm com afastamento H7 para o cubo e v6 para o eixo.

Tabela 3. Cálculo de diâmetros mínimos e máximos de eixo e cubo para diâmetro externo do eixo e interno do cubo de 140 mm

Eixo					
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro min [mm]	Diâmetro max [mm]
v	202	IT6	25	140.202	140.227
Cubo					
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro max [mm]	Diâmetro min [mm]
H	0	IT7	40	140	139.96

4.4.1.2 Materiais

Outra planilha foi criada para que se possa entrar com os dados de materiais a serem analisados. Na planilha apresentada na tabela 4, pede-se o nome do material, o módulo de elasticidade, as tensões de escoamento e de ruptura, a massa específica e os coeficientes de Poisson e de expansão térmica. Caso o material a ser analisado não está presente na lista, pode-se adicionar em uma nova linha. Ao escrever o nome do material na planilha de entrada de dados, esta encontra as propriedades na tabela de materiais.

Tabela 4. Propriedades de materiais

Material	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão de ruptura [MPa]	Massa específica [kg/m ³]	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão térmica [10 ⁻⁶ 1/°C]
AISI 304 Stainless Steel	193	215	505	8000	0.29	17.3
Aluminum 6061-O	68.9	103	228	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T4	68.9	145	241	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T451	68.9	145	241	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T6	68.9	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T651	68.9	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T8	69	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T91	69	395	405	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T913	69	455	460	2700	0.33	25.2
Aluminum 6262-T6	69	190	220	2720	0.33	25
Aluminum 6262-T651	69	241	290	2720	0.33	25

4.4.1.3 Tensões

Para o cálculo de tensões no eixo e no cubo, é necessário utilizar as equações (42) e (47) apresentadas anteriormente. Com esses valores, é possível verificar a tensão equivalente utilizando Von Mises e comparar esse resultado com o valor da tensão de escoamento. Na tabela 5 é possível verificar esse comparativo, juntamente com o resultado desse comparativo a ser apresentado com outros resultados como dado de saída. Na tabela 5 o resultado desse comparativo está apresentado por meio das seguintes frases: “Tensão no eixo não excede a de escoamento” e “Tensão no cubo não excede a de ruptura”.

Tabela 5. Exemplo de cálculo de tensões no eixo e no cubo sem variação de temperatura

Tensão de Von Mises		K _t	1
Eixo		Tensão de escoamento eixo	
σ_1	-154.24 MPa	731 MPa	
σ_2	-154.24 MPa	FS_eixo	4.739339
σ	154.24 MPa	Tensão no eixo não excede a de escoamento	
Cubo		Tensão de escoamento cubo	
σ_1	183.59 MPa	1010 MPa	
σ_2	-154.24 MPa	FS_cubo	5.501447
σ	292.94 MPa	Tensão no cubo não excede a de ruptura	

4.4.1.4 Dados de entrada

Para facilitar a utilização das planilhas, optou-se por utilizar um instrumento em que o operador pudesse inserir a entrada de todos os dados necessários para realizar a operação. Visando a comodidade deste operador, definiu-se que os resultados deveriam aparecer na mesma tabela que a dos dados de entrada. Assim optou-se para que a tabela “Dados de Entrada” armazenasse todas essas informações.

Definiu-se que as células dos dados de entrada seriam padronizadas da cor laranja, enquanto os resultados sugeridos seriam apresentados em células da cor verde. As células da cor vermelha seriam apenas para a referência de outra tabela.

Como se pode verificar na tabela 6, o dado de entrada relativo ao material a ser avaliado foi definido como apenas o seu nome. Com essa entrada, retornam-se valores das seguintes propriedades do material: Módulo de elasticidade (GPa), tensão de escoamento (MPa), tensão de ruptura (MPa), massa específica (kg/m^3), coeficiente de Poisson e coeficiente de expansão térmica ($10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$).

Tabela 6. Dados de entrada do material

Eixo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão de ruptura [MPa]	Massa específica [kg/m^3]	Coeficiente de Poisson	Coeficiente de expansão térmica [$10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$]
42CrNiMo6	28	205	731	855	7850	0.29	12.3
Cubo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão de ruptura [MPa]	Massa específica [kg/m^3]	Coeficiente de Poisson	Coeficiente de expansão térmica [$10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$]
17CrNiMo6	27	210	815	1010	7870	0.29	11.2

Tabela 7. Dados de entrada do eixo e do cubo

Eixo		Eixo					
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]	Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro min [mm]	Diâmetro max [mm]
140	0	v	202	IT6	25	140.202	140.227
Cubo		Cubo					
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]	Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro max [mm]	Diâmetro min [mm]
475	140	H	0	IT7	40	140	139.96

Na tabela 7, verificam-se entradas relativas ao eixo e ao cubo da engrenagem, como o diâmetro, o afastamento e a tolerância padrão do eixo e do cubo. Outros valores do problema a serem analisados como entrada, estão apontados nas tabelas 8, 9 e 10, conforme será apresentado a seguir. Serão necessárias as temperaturas ambiente, de resfriamento e de aquecimento, o coeficiente de atrito entre os materiais das duas peças, a largura da engrenagem, além do valor da potência e rotação, conforme estão apresentados na tabela 8. Estes dois últimos servem para conseguir calcular o torque como apresentado na equação (56) e, assim poder comparar com os valores de torque máximo admissível. Para calcular o valor do coeficiente de concentração de tensões, devem-se verificar as duas células indicadas na cor verde (p/σ e l/d) na tabela 9, além de observar as figuras 3.11 e 3.12 que apresentam o gráfico para a aferição deste coeficiente e a montagem correspondente. Na tabela 10 é possível inserir os valores de rugosidade superficial de cada um dos elementos da montagem.

Tabela 8. Dados de entrada de valores do problema

Temperatura ambiente [°C]	Temperatura de resfriamento mínima [°C]	Temperatura de aquecimento máxima [°C]	Largura da engrenagem [mm]	Coef. de atrito	Potência [kW]	Rotação [rpm]	Torque [N*m]
22	-55	60.5	120	0.15	1.4914	1725	8.26

$$T_o [Nm] = 9549.27 \frac{Pot[kW]}{n[rpm]} \quad (56)$$

Tabela 9. Concentração de tensão

Momento de inércia - I [m ⁴]	Distância crítica do centro - c [m]	Momento fletor na engrenagem - M [N*m]	Tensão devido a momento fletor - σ	Pressão - p [MPa]	p/ σ	l/d	K _t
1.8857E-05	0.070	7.412	27514	53926570	1959.98	0.86	1

Tabela 10. Rugosidade superficial de cada elemento da montagem

Rugosidade eixo [μ m]	1.6			Rugosidade cubo [μ m]	1.6
----------------------------	-----	--	--	----------------------------	-----

4.4.1.5 Resultados

Para o resultado, como apresentado na tabela 11, optou-se por apresentar a operação sugerida a ser realizada, o torque admissível para a montagem e uma verificação das tensões no eixo e no cubo. Para o cálculo das tensões equivalentes, foi empregado o método de Von Mises.

Tabela 11. Resultado da operação sugerida a ser realizada, torque admissível e verificação das tensões

Resultado:	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	
Torque após fim do processo:	476.39	N*m
Tensões:	Tensão no eixo não excede a de escoamento	
	Tensão no cubo excede a de ruptura	

Além desses resultados, verifica-se também um comparativo do torque calculado na equação (56), utilizando a potência e rotação como dados de entrada, com o torque máximo admissível. Na tabela 12 é possível verificar este comparativo que foi denominado fator de segurança do sistema utilizando como referência o torque máximo admissível. Nesta figura, também são calculados os fatores de segurança para o eixo e para o cubo.

Tabela 12. Fatores de segurança

Fator de segurança torque:	57.70
Fator de segurança eixo:	1.02
Fator de segurança cubo:	0.99

Para encontrar o valor de torque admissível não é necessário preencher as células de potência e rotação, mas é necessário preencher todos os outros valores que são dados de entrada, marcados na planilha com a cor laranja. Assim, todos os resultados serão apresentados como descrito anteriormente, com exceção dos que envolvem o torque.

Caso o operador queira utilizar uma possibilidade não sugerida na planilha, ou apenas se informar sobre a montagem, é possível verificar um quadro que também está presente na tabela “Dados de Entrada”, apresentado na tabela 13, com os parâmetros necessários para realizar a montagem. Pode-se verificar a variação da tolerância nas possibilidades aferidas que se deve à variação de temperatura que leva à contração do eixo, ou à dilatação do cubo da engrenagem, ou ambos. Essa variação da interferência leva, por consequência, a redução da força necessária para realizar a montagem do sistema.

Tabela 13. Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas para o primeiro caso

Nome da montagem	Resultados gerais para todos os casos			
	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	NAO
Tolerância radial média montagem [mm]	0.097			
Tolerância radial média [mm]	0.097	0.031	0.067	0.001
σ_{eixo} [MPa]	127.96	127.96	127.96	127.96
σ_{cubo} [MPa]	152.24	152.24	152.24	152.24
To max [Nm]	72620.88	72620.88	72620.88	72620.88
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	60.5	60.5
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55	Ambiente	-55
F [N]	1011643.82	333048.34	722129.81	8726.24

4.4.2 Segundo caso: fator de segurança das tensões como dado de entrada

4.4.2.1 Afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão

Assim como para o primeiro caso, selecionou-se uma faixa de diâmetro de 0 mm a 500 mm. Para o diâmetro selecionado, calculou-se cada afastamento fundamental apresentado na norma NBR 6158/1995. Também é verificada a tolerância padrão para o diâmetro especificado. Assim como no primeiro caso, quando o operador seleciona um diâmetro fora da faixa de 0 mm a 500 mm na planilha, aparece a mensagem de “FALSO” no retorno do valor. Quando para a faixa de diâmetro não existe afastamento fundamentais segundo a norma NBR 6158/1995, também aparece a mensagem de “FALSO” no retorno do valor. Diferente do primeiro caso, neste caso os diâmetros mínimo e máximo para cada combinação não são calculados, tendo em vista que o objetivo final é encontrar a tolerância.

4.4.2.2 Materiais

A planilha de materiais neste caso possui as mesmas características das apresentadas na do primeiro caso. Esta foi criada para que se possa entrar com o nome do material, o módulo de

elasticidade, as tensões de escoamento e de ruptura, a massa específica e os coeficientes de Poisson e de expansão térmica. Assim como no caso anterior, pode-se adicionar um novo material em uma nova linha caso este material a ser analisado não esteja presente na lista.

4.4.2.3 Tensões

Para o cálculo de tensões, é necessário saber o fator de segurança que o operador quer, além do fator de concentração de tensões e a tensão de escoamento do material. Por isso, na tabela 14, verifica-se como dado de entrada o fator de segurança, além deste valor multiplicado pelo fator de concentração de tensões. Nas equações (51) e (52), pode-se verificar a equação que relaciona estas variáveis para o eixo e para o cubo respectivamente. Com isso, podem-se obter as tensões máximas transversais em cada um dos elementos do sistema, conforme apresentado na tabela 15.

Tabela 14. Fatores de segurança do sistema

	Teórico	Teórico*K _t
Fator de segurança torque:	-	-
Fator de segurança eixo:	2.00	4.80
Fator de segurança cubo:	2.00	4.80

Tabela 15. Tensões máximas transversais no eixo e no cubo

Tensão máxima eixo_FS teórico_t	71.875 [MPa]
Tensão máxima cubo_FS teórico_t	56.25 [MPa]

Neste caso, considerou-se o fator de segurança das tensões do eixo e do cubo como um dado de entrada para evitar que o sistema esteja muito superdimensionado, otimizando a montagem e evitando a apresentação de fatores de segurança absurdos após os cálculos. Assim, consideraram-se estes valores dos dados de entrada como teórico para posteriormente calcular um valor mais exato.

Para obter a tolerância necessária para as tensões admissíveis, realizou-se um processo iterativo em que se definiu um intervalo de tolerância. Este intervalo foi dividido em intervalos menores e a partir desses valores foram calculadas as tensões no eixo e no cubo. Além disso, foram

comparados o diâmetro externo do eixo e o diâmetro interno do cubo. Caso o diâmetro do eixo for menor que o do cubo, é necessário resfriar o eixo. Recalcula-se o valor do diâmetro do eixo e comparam-se novamente os valores. Caso o diâmetro do eixo seja menor, este caso é aceito e verifica-se a tolerância. Caso o diâmetro do eixo ainda seja maior, será necessário aquecer o cubo ao invés de resfriar o outro elemento, recalculando o valor deste e compará-lo com o novo diâmetro do cubo aquecido. Caso em nenhuma destas opções seja possível realizar a montagem sem interferência, há ainda a possibilidade de se aquecer o cubo e resfriar o eixo.

Na tabela 16 são apresentados os testes realizados para validação dos resultados. Na primeira e na segunda coluna, são comparadas respectivamente as tensões máximas admissíveis no eixo e no cubo com as verificadas com a tolerância calculada. Caso sejam menores que as tensões máximas admissíveis, retorna-se “SIM” (Sim). Caso sejam maiores, retorna-se “NAO” (Não). Na terceira e quarta coluna são comparados os diâmetros para os dois casos críticos, em que o diâmetro de eixo é máximo (diâmetro do eixo mais a tolerância) e o diâmetro do cubo é mínimo (diâmetro do cubo menos a tolerância). Assim como no teste anterior, retorna-se “SIM” (Sim) se o diâmetro do eixo for menor que o do cubo. Se for maior, retorna-se “NAO” (Não).

Tabela 16. Exemplo de casos não aceitos

127.96	152.2	Testes Eixo		2 testes	2 testes e
		< Cubo		iguais	tensões iguais
SIM	SIM	NAO	NAO	NAO	NAO
SIM	SIM	NAO	NAO	NAO	NAO
SIM	SIM	NAO	NAO	NAO	NAO
SIM	SIM	NAO	NAO	NAO	NAO
SIM	SIM	NAO	NAO	NAO	NAO

Os dois testes seguintes na tabela 16 são comparativos entre testes. O teste da quinta coluna é um comparativo entre os dois testes de diâmetro de eixo e cubo. Já o da sexta coluna compara os resultados entre os de tensões (primeira e segunda coluna) e o da quinta coluna, englobando todos os testes realizados.

Já na tabela 17, verifica-se qual a linha da tabela de resultados em que se encontram as tensões mais próximas da admissível, tanto para o eixo quanto para o cubo. Selecionou-se o menor valor, para que a solução encontrada atenda as tensões admissíveis do eixo e do cubo. Também se comparou o diâmetro do eixo e do cubo para essa solução. O resultado do comparativo está apresentado na segunda linha e segunda coluna da tabela 17. Neste comparativo, retorna-se “SIM” (Sim) se o diâmetro do eixo for menor que o do cubo. Se for maior, retorna-se “NAO” (Não). Como é um

“NAO”, verificou-se inicialmente a necessidade de resfriar o eixo. Como apenas resfriando o eixo não foi possível realizar a montagem sem interferência, optou-se por aquecer o cubo ao invés de resfriar o eixo. A tolerância encontrada está apresentada na terceira linha e segunda coluna da tabela 17.

Tabela 17. Exemplo de não resfriamento do eixo e não aquecimento do cubo em que há interferência na montagem

2 testes iguais (SIM,SIM)	#N/D	NAO
Tolerância	0.09725	mm

Tabela 18. Exemplo de casos aceitos

127.96	152.2	Testes Eixo		2 testes	2 testes e
		< Cubo		iguais	tensões iguais
SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM
SIM	SIM	SIM	SIM	SIM	SIM

Tabela 19. Exemplo de aquecimento do cubo e não resfriamento do eixo em que não há interferência na montagem

2 testes iguais (SIM,SIM)	17896	17896	SIM
Tolerância	0	0	mm

Na tabela 18 são apresentados os testes realizados com aquecimento do cubo e não resfriamento do eixo para validação dos resultados em que o resultado final é um “SIM” (Sim), ou seja, em que foi aprovado em todos os testes dimensionais e de tensões. Nestes casos, como apresentado na tabela 19, verifica-se que porque se retornou “SIM” (Sim) na segunda linha e segunda coluna desta figura, o diâmetro do eixo é menor que o do cubo. Logo, não é necessário resfriar o eixo.

4.4.2.4 Dados de entrada

Para facilitar a entrada de dados, assim como no caso anterior, optou-se por utilizar uma tabela em que o operador pudesse inserir todos os dados para realizar a operação. Visando a comodidade deste operador, definiu-se que os resultados deveriam aparecer nesta mesma tabela. Os dados de entrada do diâmetro são apenas os diâmetros mínimos e máximos do eixo e do cubo, conforme apresentado na tabela 20. Já os de materiais, concentração de tensão e outros valores de entrada são iguais ao do caso anterior, como apresentado nas tabelas 6, 8, 9 e 10. Como nesse caso o fator de segurança também é um dado de entrada, conforme apresentado na tabela 21, optou-se por realizar o caminho inverso do caso anterior, encontrando como resultado a tolerância necessária.

Tabela 20. Dados de entrada do eixo e do cubo

Eixo	
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
19.812	0
Cubo	
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
76.2	19.812

Tabela 21. Dados de entrada dos fatores de segurança do eixo e do cubo

Fator de segurança eixo:	2.00
Fator de segurança cubo:	2.00

4.4.2.5 Resultados

Para o resultado, como apresentado na tabela 22, optou-se além de apresentar a operação sugerida a ser realizada, o torque admissível para a montagem e uma verificação das tensões no eixo e no cubo que foram apresentadas também no caso anterior. Apresentam-se também as tensões máximas

para o eixo e para o cubo. Para encontrar este valor de torque admissível não é necessário preencher as células de potência e rotação, mas é necessário preencher os outros valores. Para o cálculo das tensões principais, foi empregado o método de Von Mises.

Tabela 22. Resultado sugerido de operação a ser realizada, torque admissível, verificação das tensões e tensões máximas no eixo e no cubo

Resultado mais indicado:	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	
Torque após fim do processo:	172.87	N*m
Tensões:	Tensão no eixo não excede a de escoamento	
	Tensão no cubo não excede a de escoamento	
Tensão máxima eixo_FS teórico_t	71.875	[MPa]
Tensão máxima cubo_FS teórico_t	56.25	[MPa]

Assim como no primeiro caso abordado previamente, pode-se verificar no presente exemplo que o operador pode comparar as possibilidades encontradas, ou seja, se informar sobre todos os casos aplicados montagem, além da possibilidade que tinha sido sugerida. Deste modo, é possível verificar um quadro, apresentado na tabela 23, com os parâmetros necessários para realizar a montagem. Assim como no caso anterior, pode-se verificar a variação da tolerância nas possibilidades aferidas que se deve à variação de temperatura que leva à contração do eixo, ou à dilatação do cubo da engrenagem, ou ambos. Essa variação da interferência leva, por consequência, a redução da força necessária para realizar a montagem do sistema.

Tabela 23. Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas para o segundo caso

	Resultados gerais para todos os casos			
Nome da montagem	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	NAO
Tolerância radial média montagem [mm]	0.097			
Tolerância radial média [mm]	0.097	0.031	0.064	0.001
σ_{eixo} [MPa]	127.96	127.96	127.96	127.96
σ_{cubo} [MPa]	152.24	152.24	152.24	152.24
To max [Nm]	72670.62	72670.62	72670.62	72670.62
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	60.50	60.50
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55.00	Ambiente	-55
F [N]	1012558.94	333764.88	690981.43	7998.20

Além desses resultados, verifica-se também um comparativo do torque calculado na equação (56), utilizando a potência e rotação como dados de entrada, com o torque máximo admissível. Na tabela 24 é possível verificar este comparativo que foi denominado fator de segurança do sistema utilizando como referência o torque máximo admissível. Também tabela 24 podem-se verificar os fatores de segurança do eixo e do cubo teóricos, que são considerados dados de entrada, como estes valores multiplicados pelo coeficiente de concentração de tensões estipulado. Este último serve para comparar com os resultados calculados pela planilha, que também estão apresentados na tabela 24. Pelos resultados apresentados nesta tabela, é possível perceber que com a tolerância da montagem estipulada, o cubo está dimensionado para exatamente o valor limite, considerando o fator de segurança e o coeficiente de concentração de tensões estipulados. Já para o eixo, percebe-se um valor acima do apresentado na segunda coluna de valores da tabela 24 para a mesma interferência do sistema, levando a este elemento estar superdimensionado.

Tabela 24. Fatores de segurança do sistema

	Teórico	Teórico*K _t	Prático
Fator de segurança torque:	-	-	20.94
Fator de segurança eixo:	2.00	4.80	7.03
Fator de segurança cubo:	2.00	4.80	4.80

Com a montagem definida, deve-se verificar a interferência do sistema. Na tabela 25, é verificada a tolerância da montagem necessária para o sistema, considerando os dados de entrada e os outros resultados. Para alcançar essa tolerância, o operador deve selecionar afastamentos fundamentais e tolerâncias padrão na tabela 26 para verificar qual montagem é possível estar mais próxima da tolerância da montagem. Com os afastamentos e tolerâncias definidos, é possível encontrar a tolerância desta calculada utilizando a planilha Excel e comparar com a tolerância da montagem, conforme a tabela 25.

Tabela 25. Tolerância calculada e realizada a montagem, ambas em μm

	Calculado	Montagem
Tolerância [μm]	14	14

Tabela 26. Montagem de eixo e cubo realizada

Eixo					
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro min [mm]	Diâmetro max [mm]
js	2	IT3	4	19.814	19.818
Cubo					
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro max [mm]	Diâmetro min [mm]
k	-2	IT4	6	19.81	19.804

5 EXEMPLOS DE MONTAGEM POR INTERFERÊNCIA

5.1 MONTAGEM 1 – NORTON (2013)

O exemplo 1 a ser analisado para a validação da planilha foi retirado de um exercício resolvido em Norton (2013). O exemplo de montagem apresentado nesta referência (exercício resolvido 10-5) aborda o ajuste por interferência. Este exemplo possui como objetivo realizar o projeto de uma montagem eixo-engrenagem empregando o ajuste por interferência. Na tabela 27 são apresentados os dados de entrada para esse exemplo.

Tabela 27. Resumo das características da montagem (exercício resolvido 10-5) (Norton, 2013)

Torque de pico na engrenagem	146 lb-in (16,5 Nm)
Diâmetro nominal do eixo	0,780 in (19,812 mm)
Diâmetro do cubo da engrenagem	3 in (76,2 mm)
Largura do cubo	1,5 in (38,1 mm)
Material do eixo de	Aço SAE 1020 de baixo carbono e laminado a frio
Material da engrenagem de	Ferro fundido cinza classe 40
Interferência diametral aceitável	0,0015 in (0,038 mm)

Utilizando a equação (33) para calcular a pressão de 15288 psi (105,4 MPa). Podem-se verificar as tensões radiais e tangenciais do sistema ao utilizar as equações (42) a (47). Ao se utilizar essas equações, pode-se observar que as tensões radiais de ambos os elementos e a tensão tangencial do eixo possuem o mesmo valor de -15288 psi (-105,4 MPa). Já tensão tangencial do cubo possui um valor de 17505 psi (120,7 MPa). Com os valores das tensões tangenciais de cada um dos elementos e com o coeficiente de concentração de tensões, podem-se verificar os fatores de segurança do eixo e do cubo conforme as equações (51) e (52). Calculando, obteve-se um valor de 1,04 para o fator de segurança do eixo e de 0,99 para o do cubo.

Para verificar os valores apresentados no exemplo resolvido, utilizou-se a planilha Excel que foi desenvolvida, iniciando o seu processo de validação. Na planilha Excel, utilizando os afastamentos e tolerâncias padrão, encontrou-se uma montagem k7 para o eixo e K9 para o cubo da engrenagem, conforme apresentado na tabela 28. Esta montagem possui em conjunto a interferência diametral bastante similar ao descrito no problema, com variação de 0,5 μ m entre as duas.

Utilizando as equações implementadas na planilha Excel, que são as mesmas que foram empregadas para calcular a pressão e as tensões tangenciais e radiais no exemplo, verificou-se os resultados apresentados na tabela 29. Para calcular os fatores de segurança, de modo similar ao descrito para o cálculo das tensões e pressão, foram implementadas as equações na planilha Excel. Os

resultados obtidos para os fatores de segurança estão apresentados nas tabelas 30 e 31 respectivamente para os dados do exemplo do livro e para as propriedades obtidas em bancos de dados de materiais. A fonte das propriedades de cada material está citada juntamente com a lista de materiais na planilha.

Ao se comparar os valores encontrados de pressão e tensões utilizando a planilha Excel com os estabelecidos no exemplo calculado no livro, verificou-se uma proximidade dos resultados. O erro máximo é de 1,3% para a tensão tangencial do cubo. Para os fatores de segurança calculados utilizando os valores dos bancos de dados, o erro entre os resultados calculados pelo exemplo e pela planilha só são maiores devido aos diferentes valores para as propriedades dos materiais empregado no exemplo do livro e os verificados nos bancos de dados de propriedades de materiais, como é possível verificar na tabela 31. A diferença entre as interferências diametrais é outro fator que aumenta o erro verificado.

Quando foi empregado o mesmo valor das tensões de escoamento e ruptura de cada um dos materiais, como apresentado na tabela 30, o erro apresentado seria similar (1,3%) ao verificado para a pressão e as tensões, tendo em vista que o fator de segurança do eixo depende apenas da tensão de escoamento do eixo, da tensão tangencial do eixo e do coeficiente de concentração de tensões e que o fator de segurança do cubo depende apenas da tensão de ruptura do cubo, da tensão tangencial do cubo e do coeficiente de concentração de tensões. Assim, validou-se essa parte da planilha.

Tabela 28. Dados de entrada do eixo e do cubo

Eixo							
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]	Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro min [mm]	Diâmetro max [mm]
19.812	0	k	2	IT7	21	19.814	19.835
Cubo							
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]	Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]	Diâmetro max [mm]	Diâmetro min [mm]
76.2	19.812	K	0	IT9	52	19.812	19.76

Tabela 29. Cálculos de tensões no sistema utilizando os valores de bancos de dados

Tangencial	
σ_{eixo}	106.7536 MPa
σ_{cubo}	122.1461 MPa
Radial	
σ_{eixo}	106.7536 MPa
σ_{cubo}	106.7536 MPa

Tabela 30. Fatores de segurança calculados utilizando os valores do exemplo 10-5 do Norton (2013)

Fator de segurança torque:	57.70
Fator de segurança eixo:	1.02
Fator de segurança cubo:	0.99

Tabela 31. Fatores de segurança calculados utilizando os valores de bancos de dados

Fator de segurança torque:	57.70
Fator de segurança eixo:	1.35
Fator de segurança cubo:	0.92

5.2 MONTAGEM 2 – EXEMPLO 1 DE BARROS (2011)

Este exemplo foi utilizado para implementar e validar a parte da planilha em que é realizada a variação de temperatura. Em Barros (2011) é apresentado um caso real de uma montagem por interferência de uma engrenagem em um eixo. Após toda a descrição, é possível encontrar uma tabela que resume as características apresentadas neste problema. A tabela apresentada em Barros (2011) pode ser verificada na tabela 32.

Tabela 32. Resumo das características da montagem (caso prático 1) (Barros, 2011)

Modo de arrefecimento	Gelo seco
Duração do arrefecimento	12 horas
Temperatura atingida no aquecimento (aproximada)	70-80°C
Temperatura atingida no arrefecimento (aproximada)	-79°C
Modo de aquecimento	Máquina de lavar-peças
Temperatura do cubo da roda antes da montagem	70°C
Temperatura do veio antes da montagem (assumida)	-55°C
Diâmetro original da roda (na zona de montagem por aperto)	142H7
Diâmetro original do veio (na zona de montagem por aperto)	142u6
Material do veio	34CrNiMo6
Material da roda	42CrMo5-04
Tipo de veio	Maciço
Diâmetro externo do cubo da roda	500h11 mm
Rugosidade da zona de contacto	N7
Comprimento da montagem	140 mm
Temperatura ambiente	22°C
Coefficiente de atrito entre materiais (assumido)	0,15

Com as variáveis apresentadas na tabela 32, foi realizada a montagem. “O veio foi inserido livremente no cubo da roda. O conjunto depois de montado foi deixado em repouso, permitindo que ambos os componentes atingissem livremente uma temperatura de equilíbrio entre eles” (Barros, 2011).

Utilizando os valores disponíveis na tabela 32 e as propriedades dos materiais disponíveis em Barros (2011), calcularam-se os resultados para cada um dos casos estipulados utilizando a planilha Excel que foi implementada. Os valores calculados utilizando a planilha Excel estão apresentados na tabela 33.

Tabela 33. Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do primeiro caso de Barros (2011)

Exemplo 1 - Barros (2011)	Resultados gerais para todos os casos			
	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	SIM
Tolerância radial montagem média [mm]	0.091			
Tolerância radial média [mm]	0.091	0.031	0.053	0.000
σ_{eixo} [MPa]	119.84	119.84	119.84	119.84
σ_{cubo} [MPa]	140.81	140.81	140.81	140.81
To max [Nm]	82519.72	82519.72	82519.72	82519.72
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	70	60.84
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55	Ambiente	-55
F [N]	1121272.68	348593.48	640378.16	0.00

Ao se comparar os resultados apresentados pela planilha Excel e aos apresentados em Barros (2011) utilizando a mesma tolerância em ambos os casos, verificou-se que os resultados para as temperaturas são os mesmos para o caso apresentado em Barros (2011). Assim, foi possível verificar resultados similares nos casos para a força necessária calculada, tendo em vista que na planilha foi calculada uma força de 1121,3 kN para a montagem sem variação de temperatura, enquanto em Barros (2011) é possível verificar que a força necessária para o mesmo caso de montagem é de 1121 kN. Comparando os resultados, verificou-se um erro de 0,03%. Além desse caso, comparou-se a tolerância verificada na montagem do cubo no eixo variando a temperatura em ambos os elementos da montagem. Em Barros (2011), esta montagem foi realizada sem interferência, e por consequência, não necessitando de uma força para a montagem. Ao se calcular utilizando a planilha, validou-se o ajuste sem interferência, não necessitando de uma força necessária para a montagem.

5.3 MONTAGEM 3 – EXEMPLO 2 DE BARROS (2011)

Assim como no exemplo verificado na seção 5.2, o presente exemplo foi utilizado para implementar e validar a parte da planilha em que é realizada a variação de temperatura. Em Barros (2011) é apresentado outro caso real de uma montagem por interferência de uma engrenagem em um eixo.

Tabela 34. Resumo das características da montagem (caso prático 2) (Barros, 2011)

Modo de arrefecimento	Gelo seco
Duração do arrefecimento	5,5 horas
Temperatura atingida no aquecimento (aproximada)	70-80°C
Temperatura atingida no arrefecimento (aproximada)	-79°C
Modo de aquecimento	Máquina de lavar-peças
Temperatura do cubo da roda antes da montagem	60,5°C
Temperatura do veio antes da montagem (assumida)	-55°C
Diâmetro original da roda (na zona de montagem por aperto)	140H7
Diâmetro original do veio (na zona de montagem por aperto)	140v6
Material do veio	42CrNiMo6
Material da roda	17CrNiMo6
Tipo de veio	Maciço
Diâmetro externo do cubo da roda	475 mm
Rugosidade da zona de contacto	N7
Comprimento da montagem	120 mm
Temperatura ambiente	22°C
Coefficiente de atrito entre materiais (assumido)	0,15

Assim como no primeiro caso, após toda a descrição, é possível encontrar um quadro que resume as características apresentadas neste problema. O quadro apresentado em Barros (2011) pode ser verificada na tabela 34. Com as variáveis apresentadas na tabela 34 foi realizada a montagem. O veio foi inserido com auxílio de uma prensa hidráulica no cubo da roda. O conjunto depois de montado foi deixado em repouso, permitindo que ambos os componentes atingissem livremente uma temperatura de equilíbrio entre eles (Barros, 2011).

Utilizando os valores disponíveis na tabela 34 e as propriedades dos materiais disponíveis em Barros (2011), calcularam-se os resultados para cada um dos casos estipulados utilizando a planilha Excel que foi implementada, sendo que os valores calculados estão apresentados na tabela 35.

Tabela 35. Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do segundo caso de Barros (2011)

Exemplo 2 - Barros (2011)	Resultados gerais para todos os casos			
	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	NAO
Tolerância radial média montagem [mm]	0.097			
Tolerância radial média [mm]	0.097	0.031	0.067	0.001
σ_{eixo} [MPa]	127.96	127.96	127.96	127.96
σ_{cubo} [MPa]	152.24	152.24	152.24	152.24
To max [Nm]	72620.88	72620.88	72620.88	72620.88
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	60.5	60.5
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55	Ambiente	-55
F [N]	1011643.82	333048.34	722129.81	8726.24

Ao se comparar os resultados apresentados pela planilha Excel e aos apresentados em Barros (2011) utilizando a mesma tolerância em ambos os casos, verificou-se que os resultados para as temperaturas são os mesmos para o caso apresentado em Barros (2011). Além disso, foi possível verificar resultados semelhantes nos casos para a força necessária calculada, tendo em vista que na planilha foi calculada uma força de 1011,6 kN para a montagem sem variação de temperatura, enquanto em Barros (2011) é possível verificar que a força necessária para o mesmo caso de montagem é de 1011,8 kN. Comparando os resultados, verificou-se um erro de 0,02%, o que é aceitável. Além do caso em que se calculou essa força de montagem, comparou-se o resultado variando a temperatura de Barros (2011) com o obtido pela planilha. Em Barros (2011), esta montagem foi realizada com interferência, e por consequência, necessitando de uma força para a montagem, mas nenhuns dos dois valores foram especificados. Ao se calcular utilizando a planilha verificou-se uma interferência de 1 μm , que levou a uma força necessária para a montagem de 8,7 kN.

5.4 MONTAGEM 4 – NORTON (2013) – MODIFICADO

Na seção 5.1 foi possível realizar o cálculo das tensões e dos fatores de segurança necessários para a interferência desejada para um exemplo (o exercício resolvido 10-5) sobre ajuste por interferência que está presente em Norton (2013). A planilha utilizada para este exemplo foi validada. Agora é necessário validar outra planilha em que os fatores de segurança são dados de entrada, enquanto a interferência diametral é o resultado. Na tabela 36 são apresentados os dados de entrada para esse exemplo.

Tabela 36. Resumo das características da montagem (exercício resolvido 10-5 com modificações)
(Norton, 2013)

Torque de pico na engrenagem	146 lb-in (16,5 Nm)
Diâmetro nominal do eixo	0,780 in (19,812 mm)
Diâmetro do cubo da engrenagem	3 in (76,2 mm)
Largura do cubo	1,5 in (38,1 mm)
Material do eixo de	Aço SAE 1020 de baixo carbono e laminado a frio
Material da engrenagem de	Ferro fundido cinza classe 40
Fator de segurança do eixo	1,02
Fator de segurança do cubo	0,99
Coeficiente de concentração de tensões	2,40

Variando a interferência, foi possível encontrar o caso para as tensões equivalente às máximas do eixo e do cubo, considerando o fator de segurança de cada elemento (1,02 para o eixo e 0,99 para o cubo) e o coeficiente de concentração de tensões ($K_t = 2,40$ para este exemplo) calculados na seção 5.1. Ao se utilizar os dados de entrada e o coeficiente de concentração de tensões, podem-se verificar as tensões radiais e tangenciais do sistema ao utilizar as equações (42) a (47). Utilizando os resultados destas equações, juntamente com a equação (33) é possível calcular a pressão de 106,75 MPa. Esta equivale à tensão tangencial do eixo. Já tensão tangencial do cubo possui um valor de 122,15 MPa.

Também é possível verificar o torque máximo e a força necessária a ser aplicada na montagem, calculado utilizando respectivamente a equação (48) e a equação (49). Os resultados obtidos para esse caso utilizando essas equações foram de 477,94 Nm para o torque máximo e de 37946,15 N para a força necessária para a montagem. Ao se comparar estes resultados com os da seção 5.1, é possível verificar um erro de 0,18% na força (sendo o valor da força na seção 5.1 verificado em 37879,59 N), 0,33% no torque máximo (sendo o valor do torque máximo na seção 5.1 verificado em 476,39 Nm). Os resultados gerais para ambos os casos (calculados nessa seção, juntamente com os resultados da seção 5.1) estão apresentados na tabela 37.

Tabela 37. Comparativo dos resultados do exemplo 10-5 do Norton (esquerda) e do exemplo modificado (direita)

Exemplo 10-5 Norton	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Exemplo 10-5 Norton - modificado	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO
Tolerância radial média de montagem [mm]	0.019	Tolerância radial média montagem [mm]	0.019
Tolerância radial média [mm]	0.019	Tolerância radial média [mm]	0.019
σ_{eixo} [MPa]	106.75	σ_{eixo} [MPa]	106.75
σ_{cubo} [MPa]	122.15	σ_{cubo} [MPa]	122.15
To max [Nm]	476.39	To max [Nm]	477.94
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente
F [N]	37879.59	F [N]	37946.15

Para verificar os valores apresentados no exemplo resolvido, utilizou-se a planilha Excel que foi desenvolvida, iniciando o seu processo de validação. Na planilha Excel, utilizando os afastamentos e tolerâncias padrão, utilizou-se a mesma montagem descrita na seção 5.1: a montagem k7 para o eixo e K9 para o cubo da engrenagem para a interferência diametral da montagem, a ser considerada a referência para o caso em que esse valor é calculado. Esta montagem possui em conjunto a interferência diametral de 38,50 μm . Já para a interferência diametral calculada utilizando a planilha Excel, verificou-se um valor de 38,56 μm . Na figura 38, é possível realizar um comparativo entre a tolerância diametral verificada na seção 5.1 e a calculada para esse caso. Verificou-se um erro de 0,16% na interferência diametral. Assim, considerando a grandeza dos valores dos erros que é considerada aceitável, validou-se esta parte da tabela.

Tabela 38. Comparativo da tolerância diametral do exemplo 10-5 do Norton (direita) e do exemplo modificado calculado (esquerda)

	Calculado	Montagem
Tolerância [μm]	38.56	38.50

Assim, com esses resultados apresentados de interferência diametral, força necessária para a montagem e torque máximo, além dos erros considerados aceitáveis nesse caso, foi possível validar esta parte da planilha Excel em que não ocorre variação de temperatura em nenhum dos elementos do sistema.

5.5 MONTAGEM 5 – EXEMPLO 1 DE BARROS (2011) – MODIFICADO

Na seção 5.2 foi possível realizar o cálculo das tensões e dos fatores de segurança necessários para a interferência desejada para o primeiro exemplo apresentado com ajuste por interferência que está presente em Barros (2011). A planilha utilizada para este exemplo foi validada. Agora é necessário validar outra planilha em que os fatores de segurança são dados de entrada, enquanto a interferência diametral é o resultado. A planilha utilizada neste exemplo é a mesma empregada na seção 5.4. Com este exemplo a ser calculado utilizando a planilha em Excel, tem-se como objetivo implementar e validar os casos em que há a variação de temperatura em um dos elementos do sistema (eixo e cubo) ou em ambos. Na tabela 39 são apresentados os dados de entrada para esse exemplo.

Tabela 39. Resumo das características da montagem (caso prático 1 com modificações) (Barros, 2011)

Modo de arrefecimento	Gelo seco
Duração do arrefecimento	12 horas
Temperatura atingida no aquecimento (aproximada)	70-80°C
Temperatura atingida no arrefecimento (aproximada)	-79°C
Modo de aquecimento	Máquina de lavar-peças
Temperatura do cubo da roda antes da montagem	70°C
Temperatura do veio antes da montagem (assumida)	-55°C
Diâmetro original da roda e do eixo (sem ajuste)	142 mm
Material do veio	34CrNiMo6
Material da roda	42CrMo5-04
Tipo de veio	Maciço
Diâmetro externo do cubo da roda	500h11 mm
Rugosidade da zona de contacto	N7
Comprimento da montagem	140 mm
Temperatura ambiente	22°C
Coeficiente de atrito entre materiais (assumido)	0,15
Fator de segurança do eixo	5,84
Fator de segurança do cubo	5,78

Em Barros (2011) é apresentado um caso real de uma montagem por interferência de uma engrenagem em um eixo. Após toda a descrição, é possível encontrar uma tabela que resume as características apresentadas neste problema. Diferentemente da tabela 32, que é apresentada na seção 5.2, nesta tabela são utilizados como dados de entrada os fatores de segurança do eixo e do cubo ao invés da interferência diametral que pode ser calculada a partir da montagem do sistema. A tabela apresentada em Barros (2011) com essas modificações descritas pode ser verificada na tabela 39.

Com as variáveis apresentadas na tabela 39, é possível realizar a montagem. Como apresentado na seção 5.2, “O veio foi inserido livremente no cubo da roda. O conjunto depois de montado foi deixado em repouso, permitindo que ambos os componentes atingissem livremente uma temperatura de equilíbrio entre eles” (Barros, 2011).

Utilizando os valores disponíveis na tabela 39 e as propriedades dos materiais disponíveis em Barros (2011) que foram utilizadas na seção 5.2, calcularam-se os resultados para cada um dos casos estipulados utilizando a planilha Excel que foi implementada. Os valores calculados utilizando a planilha Excel estão apresentados na tabela 40.

Tabela 40. Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do primeiro caso modificado de Barros (2011)

Exemplo 1 - Barros (2011) modificado	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	SIM
Tolerância radial média montagem [mm]	0.091			
Tolerância radial média [mm]	0.091	0.031	0.054	0.000
σ_{eixo} [MPa]	119.84	119.84	119.84	119.84
σ_{cubo} [MPa]	140.81	140.81	140.81	140.81
To max [Nm]	82573.43	82573.43	82573.43	82573.43
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	70.00	65.44
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55.00	Ambiente	-55.00
F [N]	1122247.44	349349.97	641135.24	0.00

Ao se comparar os resultados apresentados pela planilha Excel com os resultados obtidos na seção 5.2, é possível verificar que, ao se comparar ambos os casos, obtiveram-se os mesmos resultados de encaixe com folga (ou aperto) para cada caso e aos apresentados em Barros (2011). Assim, foi possível verificar resultados similares nos casos para a força necessária calculada, tendo em vista que na planilha foi calculada uma força de 1122,2 kN para a montagem sem variação de temperatura, enquanto em Barros (2011) é possível verificar que a força necessária para o mesmo caso de montagem é de 1121 kN. Comparando os resultados, verificou-se um erro de 0,11%. Além desse caso, comparou-se a tolerância verificada na montagem do cubo no eixo variando a temperatura em ambos os elementos da montagem. Em Barros (2011), esta montagem foi realizada sem interferência, e por consequência, não necessitando de uma força para a montagem. Ao se calcular utilizando a planilha, validou-se o ajuste sem interferência, não necessitando de uma força necessária para a montagem. Para os demais valores, apenas na temperatura de aquecimento do cubo para o caso em que há variação de temperatura nos dois elementos da montagem verificou-se uma variação considerável

de 7%, que não interferiu no resultado apresentado, tendo em vista que a temperatura a ser aquecida é superior à encontrada.

Para verificar os valores apresentados no primeiro exemplo de Barros (2011), utilizou-se a planilha Excel que foi desenvolvida e, assim, pôde-se validá-la. Na planilha Excel, utilizando os afastamentos e tolerâncias padrão, utilizou-se a mesma montagem descrita na seção 5.2: a montagem u6 para o eixo e H7 para o cubo da engrenagem para a interferência diametral da montagem, a ser considerada a referência para o caso em que esse valor é calculado. Esta montagem possui em conjunto a interferência diametral de 182,50 μm . Já para a interferência diametral calculada utilizando a planilha Excel, verificou-se um valor de 182,62 μm . Na tabela 41, é possível realizar um comparativo entre a tolerância diametral verificada na seção 5.2 e a calculada para esse caso. Verificou-se um erro de 0,07% na interferência diametral. Assim, considerando a grandeza dos valores dos erros que é considerada aceitável, validou-se esta parte da tabela.

Tabela 41. Comparativo da tolerância diametral calculada do primeiro caso modificado de Barros (2011) (esquerda) e do primeiro caso de Barros (2011) (direita)

	Calculado	Montagem
Tolerância [μm]	182.62	182.50

5.6 MONTAGEM 6 – EXEMPLO 2 DE BARROS (2011) – MODIFICADO

Na seção 5.3 foi possível realizar o cálculo das tensões e dos fatores de segurança necessários para a interferência desejada para o segundo exemplo apresentado com ajuste por interferência que está presente em Barros (2011). A planilha utilizada para este exemplo foi validada. Agora é necessário validar outra planilha em que os fatores de segurança são dados de entrada, enquanto a interferência diametral é o resultado. A planilha utilizada neste exemplo é a mesma empregada nas seções 5.4 e 5.5. Com este exemplo a ser calculado utilizando a planilha em Excel, tem-se como objetivo implementar e validar os casos em que há a variação de temperatura em um dos elementos do sistema (eixo e cubo) ou em ambos. Na tabela 42 são apresentados os dados de entrada para esse exemplo.

Em Barros (2011) é apresentado um caso real de uma montagem por interferência de uma engrenagem em um eixo. Após toda a descrição, é possível encontrar uma tabela que resume as características apresentadas neste problema. Diferentemente da tabela 34, que é apresentada na seção 5.3, nesta tabela são utilizados como dados de entrada os fatores de segurança do eixo e do cubo ao invés da interferência diametral que pode ser calculada a partir da montagem do sistema. A tabela apresentada em Barros (2011) com essas modificações descritas pode ser verificada na tabela 42.

Tabela 42. Resumo das características da montagem (caso prático 2 com modificações) (Barros, 2011)

Modo de arrefecimento	Gelo seco
Duração do arrefecimento	5,5 horas
Temperatura atingida no aquecimento (aproximada)	70-80°C
Temperatura atingida no arrefecimento (aproximada)	-79°C
Modo de aquecimento	Máquina de lavar-peças
Temperatura do cubo da roda antes da montagem	60,5°C
Temperatura do veio antes da montagem (assumida)	-55°C
Diâmetro original da roda e do eixo (sem ajuste)	140 mm
Material do veio	42CrNiMo6
Material da roda	17CrNiMo6
Tipo de veio	Maciço
Diâmetro externo do cubo da roda	475 mm
Rugosidade da zona de contacto	N7
Comprimento da montagem	120 mm
Temperatura ambiente	22°C
Coefficiente de atrito entre materiais (assumido)	0,15
Fator de segurança do eixo	5,71
Fator de segurança do cubo	6,63

Com as variáveis apresentadas na tabela 42, foi realizada a montagem. Em Barros (2011) é possível verificar para esse caso que o veio foi inserido com auxílio de uma prensa hidráulica no cubo da roda. Assim, é necessário ter uma interferência radial mesmo após o aquecimento do cubo e o resfriamento do eixo.

Utilizando os valores disponíveis na tabela 42 e as propriedades dos materiais disponíveis em Barros (2011), calcularam-se os resultados para cada um dos casos estipulados utilizando a planilha Excel que foi implementada. Os valores calculados utilizando a planilha Excel estão apresentados na tabela 43.

Tabela 43. Comparação dos resultados para todas as possibilidades consideradas do segundo caso de Barros (2011)

Exemplo 2 - Barros (2011) modificado	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	NAO
Tolerância radial média montagem [mm]	0.097			
Tolerância radial média [mm]	0.097	0.031	0.064	0.001
σ_{eixo} [MPa]	127.96	127.96	127.96	127.96
σ_{cubo} [MPa]	152.24	152.24	152.24	152.24
To max [Nm]	72670.62	72670.62	72670.62	72670.62
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	60.50	60.50
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55.00	Ambiente	-55
F [N]	1012558.94	333764.88	690981.43	7998.20

Ao se comparar os resultados apresentados pela planilha Excel com os resultados obtidos na seção 5.2, é possível verificar que, ao se comparar ambos os casos, obtiveram-se os mesmos resultados de encaixe com folga (ou aperto) para cada caso, assim como aos apresentados em Barros (2011). Foi possível verificar resultados similares nos casos para a força necessária calculada, tendo em vista que na planilha foi calculada uma força de 1012,6 kN para a montagem sem variação de temperatura, enquanto em Barros (2011) é possível verificar que a força necessária para o mesmo caso de montagem é de 1011,8 kN. Comparando os resultados, verificou-se um erro de 0,08%. Além desse caso, comparou-se a tolerância verificada na montagem do cubo no eixo variando a temperatura em ambos os elementos da montagem. Em Barros (2011), esta montagem foi realizada com interferência, e por consequência, necessitando de uma força para a montagem. Ao se calcular utilizando a planilha, validou-se o ajuste com interferência, necessitando de uma força necessária para a montagem de aproximadamente 8 kN. Para os demais valores, apenas na tolerância radial no caso que “Necessita de

aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante” verificou-se uma variação considerável de 4,5%, que não interferiu no resultado apresentado.

Para verificar os valores apresentados no primeiro exemplo de Barros (2011), utilizou-se a planilha Excel que foi desenvolvida e, assim podê-la validar. Na planilha Excel, utilizando os afastamentos e tolerâncias padrão, utilizou-se a mesma montagem descrita na seção 5.3: a montagem v6 para o eixo e H7 para o cubo da engrenagem para a interferência diametral da montagem, a ser considerada a referência para o caso em que esse valor é calculado. Esta montagem possui em conjunto a interferência diametral de 194,50 μm . Já para a interferência diametral calculada utilizando a planilha Excel, verificou-se um valor de 194,63 μm . Na tabela 44, é possível realizar um comparativo entre a tolerância diametral verificada na seção 5.3 e a calculada para esse caso. Verificou-se um erro de 0,07% na interferência diametral. Assim, considerando a grandeza dos valores dos erros que é considerada aceitável, validou-se esta parte da tabela.

Tabela 44. Comparativo da tolerância diametral calculada do segundo caso modificado de Barros (2011) (esquerda) e do segundo caso de Barros (2011) (direita)

	Calculado	Montagem
Tolerância [μm]	194.63	194.50

Para facilitar o entendimento do uso das planilhas, foram elaborados tutoriais explicando passo a passo a utilização das mesmas. Estes tutoriais se encontram nos apêndices I e II.

6 CONCLUSÕES

O objetivo deste projeto foi de realizar um estudo da montagem de um eixo em um cubo por meio de interferência e elaborar uma metodologia que possibilite ao engenheiro projetista realizar uma análise deste tipo de montagem com maior rapidez e exatidão. Foi realizada uma revisão bibliográfica sobre o assunto, verificando as equações necessárias para implementar as planilhas em Excel que foram elaboradas.

Com as planilhas validadas por meio de exemplos apresentados neste trabalho, é possível ao operador verificar a interferência da montagem estabelecida, além de determinar faixas de temperatura para aquecer o cubo e resfriar o eixo. Com essas faixas de temperatura, é possível determinar se a montagem é viável com ou sem aplicação de força externa. Caso não seja possível realizá-la somente com a variação de temperatura nos elementos da montagem, o operador poderá determinar a intensidade da força a ser aplicada por uma prensa.

Também é possível determinar o torque máximo à que a montagem pode ser submetida, bem como as tensões em cada elemento. Assim, o projetista possui duas opções de planilhas. A primeira opção permite calcular a interferência necessária para a montagem desejada considerando como dados de entrada o fator de segurança da montagem, as temperaturas verificadas (ambiente, de aquecimento do cubo e de resfriamento do eixo), a largura do cubo, o coeficiente de atrito, a potência e a rotação do motor, além do momento fletor na engrenagem, do coeficiente de concentração de tensões e de propriedades de cada elemento: o material, a rugosidade superficial, o diâmetro interno e o diâmetro externo. Na segunda opção, é possível determinar o fator de segurança para cada elemento, utilizando como dados de entrada a interferência da montagem (calculada por meio de afastamentos e tolerâncias padrão de cada um dos elementos), as temperaturas verificadas (ambiente, de aquecimento do cubo e de resfriamento do eixo), a largura do cubo, o coeficiente de atrito, a potência e a rotação do motor, além do momento fletor na engrenagem, do coeficiente de concentração de tensões e de propriedades de cada elemento: o material, a rugosidade superficial, o diâmetro interno e o diâmetro externo.

Foram elaborados tutoriais para permitir ao projetista entender o funcionamento das planilhas, que se encontram nos apêndices I e II.

Para futuros trabalhos, sugere-se, utilizando um programa de elementos finitos, determinar as tensões que ocorrem na montagem por interferência, comparando-as com os resultados obtidos analiticamente, especialmente para verificar a influência do fator de concentração de tensões.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ASSEMBLY. Heat-Shrink Assembly. Disponível em: < <http://www.assemblymag.com/articles/92852-heat-shrink-assembly> >. Acesso em: 09/04/2017.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR ISSO 4287: **Especificações geométricas do produto (GPS) - Rugosidade: Método do perfil - Termos, definições e parâmetros da rugosidade**. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 6158: **Sistema de tolerâncias e ajustes**. Rio de Janeiro: ABNT, 1995.
- BARROS, P.L.C., **Montagem por Interferência de Rodas Dentadas nos Veios de Redutores Industriais**. 12/2011. 134p.. Dissertação (Mestrado) – Faculdade de Ciência e Tecnologia Universidade de Nova Lisboa. Nova Lisboa 12/2011.
- BILLZILLA. Disponível em: < <http://www.billzilla.org/crweld.jpg> >. Acesso em: 19/05/2017.
- BUDYNAS, R. G., KEITH NISBETT, J. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**, 8ª ed., Bookman, 2011.
- BUDYNAS, R. G., KEITH NISBETT, J. **Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica**, 9ª ed., Bookman, 2016.
- CALLISTER, W. D., **Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução**, 7ª ed. Rio de Janeiro : LTC, 2011.
- COLLINS. J. A., **Projeto mecânico de elementos de máquinas: Uma perspectiva de prevenção da falha**. Rio de Janeiro: LTC, 2006.
- CUNHA, L. B., **Elementos de máquinas**. Rio de Janeiro : LTC, 2005.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas [recurso eletrônico]: uma abordagem integrada** / Robert L. Norton ; [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos ... et al.]. – 4. ed. – Dados eletrônicos. – Porto Alegre : Bookman, 2013.
- PILKEY, W.D., PILKEY, D.F. **Peterson's Stress Concentration Factors**, 3ª ed., Wiley, 2008.
- REFORMIX. **Serviços de Manutenção em Chavetas**. Disponível em: < <http://www.reformix.com.br/manutencao-chavetas.html> >. Acesso em: 21/03/2017.
- TIMINGS, R., **Newnes Mechanical Engineer's Pocket Book**, Ed. Elsevier, 3. ed. 2006.
- WHITEHOUSE, D.J. **Handbook of Surface and Nanometrology**, 2ª ed., CRC Press, 2010.

ANEXOS

	Pág.
Anexo I Tabelas da norma ABNT NBR 6158/1995	71

ANEXO I: Tabelas da norma ABNT NBR 6158/1995

Tabela 1 - Valores numéricos de graus de tolerância-padrão IT para dimensões nominais até 3150 mm^(A)

Dimensão nominal (mm)		Graus de tolerância-padrão																	
		IT1 ^(B)	IT2 ^(B)	IT3 ^(B)	IT4 ^(B)	IT5 ^(B)	IT6	IT7	IT8	IT9	IT10	IT11	IT12	IT13	IT14 ^(C)	IT15 ^(C)	IT16 ^(C)	IT17 ^(C)	IT18 ^(C)
Acima	Até e inclusive	Tolerância																	
		(μm)												(mm)					
-	3 ^(C)	0,8	1,2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	0,1	0,14	0,25	0,4	0,6	1	1,4
3	6	1	1,5	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	0,12	0,18	0,3	0,48	0,75	1,2	1,8
6	10	1	1,5	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	0,15	0,22	0,36	0,58	0,9	1,5	2,2
10	18	1,2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	0,18	0,27	0,43	0,7	1,1	1,8	2,7
18	30	1,5	2,5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	0,21	0,33	0,52	0,84	1,3	2,1	3,3
30	50	1,5	2,5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	0,25	0,39	0,62	1	1,6	2,5	3,9
50	80	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	0,3	0,46	0,74	1,2	1,9	3	4,6
80	120	2,5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	0,35	0,54	0,87	1,4	2,2	3,5	5,4
120	180	3,5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	0,4	0,63	1	1,6	2,5	4	6,3
180	250	4,5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	0,46	0,72	1,15	1,85	2,9	4,6	7,2
250	315	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	0,52	0,81	1,3	2,1	3,2	5,2	8,1
315	400	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	0,57	0,89	1,4	2,3	3,6	5,7	8,9
400	500	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	0,63	0,97	1,55	2,5	4	6,3	9,7
500	630 ^(B)	9	11	16	22	32	44	70	110	175	280	440	0,7	1,1	1,75	2,8	4,4	7	11
630	800 ^(B)	10	13	18	25	36	50	80	125	200	320	500	0,8	1,25	2	3,2	5	8	12,5
800	1000 ^(B)	11	15	21	28	40	56	90	140	230	360	560	0,9	1,4	2,3	3,6	5,6	9	14
1000	1250 ^(B)	13	18	24	33	47	66	105	165	260	420	660	1,05	1,65	2,6	4,2	6,6	10,5	16,5
1250	1600 ^(B)	15	21	29	39	55	78	125	195	310	500	780	1,25	1,95	3,1	5	7,8	12,5	19,5
1600	2000 ^(B)	18	25	35	46	65	92	150	230	370	600	920	1,5	2,3	3,7	6	9,2	15	23
2000	2500 ^(B)	22	30	41	55	78	110	175	280	440	700	1100	1,75	2,8	4,4	7	11	17,5	28
2500	3150 ^(B)	26	36	50	68	96	135	210	330	540	860	1350	2,1	3,3	5,4	8,6	13,5	21	33

^(A) Os valores para graus de tolerância-padrão IT01 e IT0 para dimensões nominais menores ou igual a 500 mm são dados na Tabela 5.

^(B) Os valores para graus de tolerância-padrão IT1 a IT5 (inclusive) para dimensões nominais acima de 500 mm estão incluídos para uso experimental.

^(C) Graus de tolerância-padrão IT14 a IT18 (inclusive) não devem ser usados para dimensões nominais menores ou iguais a 1 mm.

Tabela 2 - Valores numéricos dos afastamentos fundamentais para eixos

Dimensão nominal (mm)	Afastamento superior es												Afastamentos fundamentais (µm)												Afastamento inferior el											
	Todos os graus de tolerância-padrão												Todos os graus de tolerância-padrão												Todos os graus de tolerância-padrão											
	a ^(N)	b ^(N)	c	cd	d	e	ef	f	fg	g	h	je ^(N)	ITS e ITS	IT7	IT8 até IT7	IT4 até IT7 acima de IT7	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z	zb	zc						
-	3 ^(N)	-270	-140	-60	-34	-20	-14	-10	-6	-4	-2	0	-2	-4	-6	0	0	+2	+4	+6	+10	+14	+18	+20	+20	+26	+32	+40	+60							
3	6	-270	-140	-70	-46	-30	-20	-14	-10	-6	-4	0	-2	-4	+1	0	+4	+8	+8	+12	+15	+19	+23	+28	+28	+35	+42	+50	+80							
6	10	-280	-150	-80	-56	-40	-25	-18	-13	-8	-5	0	-2	-5	+1	0	+6	+10	+10	+15	+19	+23	+28	+34	+34	+42	+52	+67	+97							
10	14	-290	-150	-95	-50	-32	-16	-11	-7	-4	0	0	-3	-6	+1	0	+7	+12	+12	+18	+23	+28	+33	+40	+39	+50	+64	+90	+130							
14	18	-300	-160	-110	-65	-40	-20	-14	-9	-6	0	0	-4	-8	+2	0	+8	+15	+15	+22	+28	+35	+41	+47	+45	+60	+77	+108	+150							
18	24	-300	-160	-120	-70	-45	-25	-18	-12	-8	0	0	-5	-10	+2	0	+9	+17	+17	+25	+34	+43	+48	+54	+52	+73	+98	+136	+188							
24	30	-320	-180	-130	-80	-50	-30	-20	-14	-10	-6	0	-7	-12	+2	0	+11	+20	+20	+32	+43	+53	+54	+68	+68	+97	+136	+188	+274							
30	40	-340	-190	-140	-90	-60	-40	-30	-20	-14	-10	-6	-9	-15	+3	0	+13	+23	+23	+37	+49	+61	+66	+81	+81	+112	+148	+200	+274							
40	50	-360	-200	-150	-100	-70	-50	-40	-30	-20	-14	-10	-9	-17	+3	0	+15	+27	+27	+43	+56	+71	+75	+92	+92	+136	+188	+252	+335							
50	65	-380	-220	-170	-110	-80	-60	-50	-40	-30	-20	-14	-12	-19	+3	0	+17	+31	+31	+49	+63	+79	+87	+102	+102	+148	+200	+274	+405							
65	80	-400	-240	-180	-120	-90	-70	-60	-50	-40	-30	-20	-16	-21	+4	0	+19	+35	+35	+55	+71	+89	+99	+116	+116	+164	+220	+296	+480							
80	100	-420	-260	-200	-130	-100	-80	-70	-60	-50	-40	-30	-18	-25	+4	0	+21	+39	+39	+61	+79	+99	+110	+128	+128	+178	+236	+316	+585							
100	120	-440	-280	-220	-140	-110	-90	-80	-70	-60	-50	-40	-20	-32	+4	0	+23	+43	+43	+67	+87	+109	+122	+144	+144	+200	+260	+340	+620							
120	140	-460	-300	-240	-160	-130	-100	-90	-80	-70	-60	-50	-40	-36	+4	0	+25	+47	+47	+73	+95	+119	+132	+156	+156	+216	+276	+360	+660							
140	160	-480	-320	-260	-180	-150	-110	-100	-90	-80	-70	-60	-50	-40	-40	0	+27	+51	+51	+79	+103	+129	+144	+170	+170	+232	+296	+384	+700							
160	180	-500	-340	-280	-200	-170	-130	-120	-110	-100	-90	-80	-70	-48	+4	0	+29	+57	+57	+87	+113	+141	+158	+186	+186	+250	+316	+408	+720							
180	200	-520	-360	-300	-220	-190	-150	-140	-130	-120	-110	-100	-80	-52	+4	0	+31	+63	+63	+95	+123	+153	+172	+202	+202	+268	+336	+432	+760							
200	225	-540	-380	-320	-240	-210	-170	-160	-150	-140	-130	-120	-100	-56	+4	0	+33	+71	+71	+105	+135	+167	+188	+218	+218	+286	+356	+456	+800							
225	250	-560	-400	-340	-260	-230	-190	-180	-170	-160	-150	-140	-120	-60	+4	0	+35	+81	+81	+117	+149	+183	+206	+236	+236	+306	+378	+480	+840							
250	280	-580	-420	-360	-280	-250	-210	-200	-190	-180	-170	-160	-140	-64	+4	0	+37	+91	+91	+129	+163	+200	+224	+254	+254	+326	+400	+504	+880							
280	315	-600	-440	-380	-300	-270	-230	-220	-210	-200	-190	-180	-160	-68	+4	0	+39	+103	+103	+143	+179	+218	+244	+274	+274	+348	+424	+528	+920							
315	355	-620	-460	-400	-320	-290	-250	-240	-230	-220	-210	-200	-180	-72	+4	0	+41	+115	+115	+157	+200	+242	+268	+298	+298	+374	+452	+556	+960							
355	400	-640	-480	-420	-340	-310	-270	-260	-250	-240	-230	-220	-200	-76	+4	0	+43	+127	+127	+171	+216	+260	+288	+318	+318	+396	+476	+580	+1000							
400	450	-660	-500	-440	-360	-330	-290	-280	-270	-260	-250	-240	-220	-80	+4	0	+45	+141	+141	+187	+234	+280	+310	+340	+340	+420	+500	+600	+1040							
450	500	-680	-520	-460	-380	-350	-310	-300	-290	-280	-270	-260	-240	-84	+4	0	+47	+155	+155	+203	+252	+300	+332	+362	+362	+444	+524	+624	+1080							

/continua

Tabela 5 - Valores numéricos para graus de tolerâncias-padrão ITO1 e ITO

Dimensão nominal (mm)		Graus de tolerância-padrão	
		ITO1	ITO
Acima	Até e inclusive	Tolerâncias (µm)	
-	3	0,3	0,5
3	6	0,4	0,6
6	10	0,4	0,6
10	18	0,5	0,8
18	30	0,6	1
30	50	0,6	1
50	80	0,8	1,2
80	120	1	1,5
120	180	1,2	2
180	250	2	3
250	315	2,5	4
315	400	3	5
400	500	4	6

APÊNDICES

	Pág.	
Apêndice I	Manual para o uso das planilhas – “Entrada montagem”	75
Apêndice II	Manual para o uso das planilhas – “Entrada fator de segurança”	82

APÊNDICE I: Manual para o uso das planilhas – “Entrada montagem”

Esta tabela tem como objetivo facilitar ao operador o conhecimento do que é necessário para realizar a montagem. Nesta tabela há quatro casos possíveis que são analisados:

- 1º caso: sem variação de temperatura no eixo (sem resfriamento do eixo) ou no cubo (sem aquecimento do cubo);
- 2º caso: com variação de temperatura no eixo (com resfriamento do eixo) e sem variação de temperatura no cubo (sem aquecimento do cubo);
- 3º caso: sem variação de temperatura no eixo (sem resfriamento do eixo) e com variação de temperatura no cubo (com aquecimento do cubo);
- 4º caso: com variação de temperatura no eixo (com resfriamento do eixo) e com variação de temperatura no cubo (com aquecimento do cubo);

Para cada um desses casos, é calculada a força necessária para realizar a montagem, caso tenha interferência na montagem. Também é calculada a interferência radial da montagem, para cada possibilidade, caso exista, além de torque máximo, as tensões no eixo e no cubo e o fator de segurança para cada um dos elementos da montagem.

A seguir, será descrito um tutorial passo a passo para orientar o operador para que ele possa mais facilmente utilizar a tabela. Juntamente com o passo a passo, será apresentado um exemplo para facilitar o entendimento. Para exemplificar, utilizará como exemplo o segundo exemplo apresentado em Barros (2011), presente na seção 5.3. Essas são as condições iniciais.

Temperatura do cubo da roda antes da montagem	60,5°C
Temperatura do veio antes da montagem (assumida)	-55°C
Diâmetro original da roda (na zona de montagem por aperto)	140H7
Diâmetro original do veio (na zona de montagem por aperto)	140v6
Material do veio	42CrNiMo6
Material da roda	17CrNiMo6
Tipo de veio	Maciço
Diâmetro externo do cubo da roda	475 mm
Rugosidade da zona de contacto	N7
Comprimento da montagem	120 mm
Temperatura ambiente	22°C
Coefficiente de atrito entre materiais (assumido)	0,15

Tutorial – Tabela – Entrada Montagem

1. Preencher células B4 e B8 da planilha “Dados de entrada” com o nome dos materiais do eixo e do cubo, respectivamente;

Eixo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
42CrNiMo6	28	205	731	855	7850	0.29	12.3
Cubo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
17CrNiMo6	27	210	815	1010	7870	0.29	11.2

Entrada dos nomes dos materiais nas células em laranja

- a. Caso não exista o material na planilha, abrir a planilha “Material” e preencher as propriedades do material listadas de B a G e o nome do material na coluna A. Essa planilha possui a capacidade de armazenar 500 materiais com propriedades diferentes;

Eixo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
43CrNiMo6	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D
Cubo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
18CrNiMo6	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D

Entrada dos nomes dos materiais, nas células em laranja, que não estejam listados na planilha “Material”

Material	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão de ruptura [MPa]	Massa específica [kg/m³]	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão térmica [10 ⁻⁶ 1/°C]
AISI 304 Stainless Steel	193	215	505	8000	0.29	17.3
Aluminum 6061-O	68.9	103	228	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T4	68.9	145	241	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T451	68.9	145	241	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T6	68.9	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T651	68.9	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T8	69	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T91	69	395	405	2700	0.33	25.2

Planilha “Material” com as propriedades mecânicas listadas

2. Preencher células B12, C12 e B16 da planilha “Dados de entrada” com o diâmetro externo do eixo, o interno do eixo e o externo do cubo, respectivamente. Todas essas variáveis devem estar em milímetros;

Eixo	
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
140	0
Cubo	
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
475	140

Dimensões externas e internas de cada elemento da montagem

3. Preencher células D12, F12, D16 e F16 da planilha “Dados de entrada” com o afastamento e tolerância fundamental do eixo e do cubo, respectivamente;
 - a. Para a tolerância fundamental, é necessário digitar “IT” e em seguida o valor. Caso queira saber todos os afastamentos possíveis, analisar a tabela 2 presente no anexo I.

Eixo			
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]
v	202	IT6	25
Cubo			
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]
H	0	IT7	40

Afastamento e tolerância padrão de cada elemento da montagem

4. Preencher as células D26 e G26 respectivamente com os valores de rugosidade superficial do eixo e do cubo. A entrada da rugosidade deve ser em μm;

Rugosidade eixo [μm]	1.6	Rugosidade cubo [μm]	1.6
----------------------	-----	----------------------	-----

Rugosidade superficial de cada elemento da montagem

5. Preencher as variáveis de entrada nas células B20, C20, D20, E20, F20, G20 e H20. Estas são respectivamente a temperatura ambiente [°C], a temperatura de resfriamento [°C], a temperatura de aquecimento [°C], largura do cubo da engrenagem [mm], coeficiente de atrito, potência do motor [kW] e rotação [rpm].

Temperatura ambiente [°C]	Temperatura de resfriamento mínima [°C]	Temperatura de aquecimento máxima [°C]	Largura da engrenagem [mm]	Coef. de atrito
22	-55	60.5	120	0.15

Variáveis de temperatura (ambiente, de resfriamento e de aquecimento) do sistema, de largura da engrenagem e de coeficiente de atrito

- a. Estas duas últimas variáveis (potência e rotação) servem para comparar o torque necessário e o torque máximo admissível.

Potência [kW]	Rotação [rpm]	Torque [N*m]
1.4914	1725	8.26

Potência e rotação para calcular o torque do sistema

6. Preencher a célula D24 com o momento fletor [Nm] presente na montagem;

Momento fletor na engrenagem - M [N*m]
7.412

Momento fletor presente no sistema

7. Verificar no gráfico, que está presente na página seguinte, utilizando os valores presentes em G24 e H24 para determinar o valor do coeficiente de concentração de tensões (K_t). As variáveis l , d , p e σ são obtidas verificando o esquemático abaixo da montagem que está posicionado a direita do gráfico;

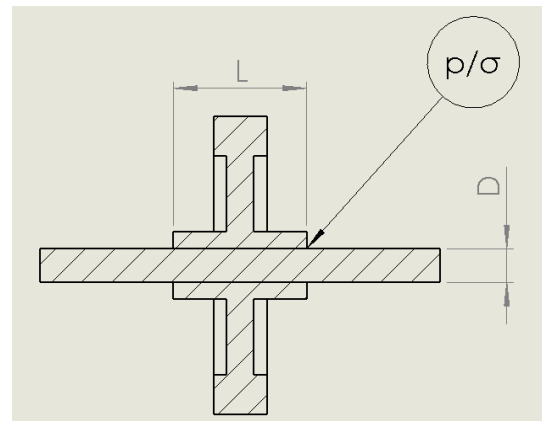
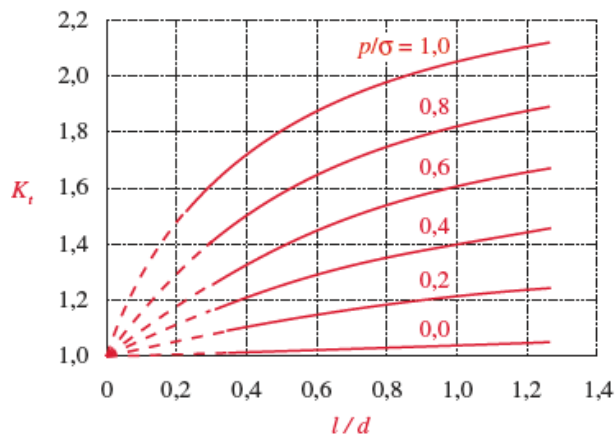


Gráfico para determinar o coeficiente de concentração de tensões (esquerda) e esquemático para a montagem do sistema com as variáveis de entrada no gráfico indicadas (direita)

- a. Em Barros (2011), foi utilizado um coeficiente de concentração de tensões igual a 1, apesar de as razões não apresentarem isso.

p/σ	l/d	K_t
5605.93715	0.857142857	1

Razões p/σ e l/d para obter o valor de K_t (coeficiente de concentração de tensões) com ajuda do gráfico

8. Verificar o resultado presente entre K3 e M7 para o resultado sugerido. Para verificar um comparativo de cada caso, verificar os resultados presentes entre O1 e S13. Também é possível verificar os fatores de segurança do torque, do eixo e do cubo entre K14 e L16.

Resultado:	Aquecer mais o cubo. Se não for possível, verificar valores	
Torque após fim do processo:	72620.88	N*m

Resultado sugerido

Exemplo 2 - Barros (2011) modificado	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	NAO
Tolerância radial média montagem [mm]	0.097			
Tolerância radial média [mm]	0.097	0.031	0.064	0.001
σ_{eixo} [MPa]	127.96	127.96	127.96	127.96
σ_{cubo} [MPa]	152.24	152.24	152.24	152.24
To max [Nm]	72670.62	72670.62	72670.62	72670.62
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	60.50	60.50
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55.00	Ambiente	-55
F [N]	1012558.94	333764.88	690981.43	7998.20

Exemplo de apresentação de comparativo do resultado de cada caso

Fator de segurança torque:	8796.02
Fator de segurança eixo:	5.71
Fator de segurança cubo:	6.63

Fator de segurança do torque, do eixo e do cubo

Esta tabela tem como objetivo facilitar ao operador o conhecimento do que é necessário para realizar a montagem. Nesta tabela há quatro casos possíveis que são analisados:

- 1º caso: sem variação de temperatura no eixo (sem resfriamento do eixo) ou no cubo (sem aquecimento do cubo);
- 2º caso: com variação de temperatura no eixo (com resfriamento do eixo) e sem variação de temperatura no cubo (sem aquecimento do cubo);
- 3º caso: sem variação de temperatura no eixo (sem resfriamento do eixo) e com variação de temperatura no cubo (com aquecimento do cubo);
- 4º caso: com variação de temperatura no eixo (com resfriamento do eixo) e com variação de temperatura no cubo (com aquecimento do cubo);

Para cada um desses casos, é calculada a força necessária para realizar a montagem, caso tenha interferência na montagem. Também é calculada a interferência radial da montagem, para cada possibilidade, caso exista, além de torque máximo, as tensões no eixo e no cubo para cada um dos elementos da montagem. Além disso, é calculada a tolerância diametral necessária para o sistema nessas condições.

A seguir, será descrito um tutorial passo a passo para orientar o operador para que ele possa mais facilmente utilizar a tabela. Juntamente com o passo a passo, será apresentado um exemplo para facilitar o entendimento. Para exemplificar, utilizará como exemplo o segundo exemplo apresentado em Barros (2011), mas modificado, presente na seção 5.6. Essas são as condições iniciais:

Temperatura do cubo da roda antes da montagem	60,5°C
Temperatura do veio antes da montagem (assumida)	-55°C
Diâmetro original da roda e do eixo (sem ajuste)	140 mm
Material do veio	42CrNiMo6
Material da roda	17CrNiMo6
Tipo de veio	Maciço
Diâmetro externo do cubo da roda	475 mm
Rugosidade da zona de contacto	N7
Comprimento da montagem	120 mm
Temperatura ambiente	22°C
Coefficiente de atrito entre materiais (assumido)	0,15
Fator de segurança do eixo	5,71
Fator de segurança do cubo	6,63

Tutorial – Tabela – Entrada fator de segurança

1. Preencher células B4 e B8 da planilha “Dados de entrada” com o nome dos materiais do eixo e do cubo, respectivamente;

Eixo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
42CrNiMo6	28	205	731	855	7850	0.29	12.3
Cubo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
17CrNiMo6	27	210	815	1010	7870	0.29	11.2

Entrada dos nomes dos materiais nas células em laranja

- a. Caso não exista o material na planilha, abrir a planilha “Material” e preencher as propriedades do material listadas de B a G e o nome do material na coluna A. Essa planilha possui a capacidade de armazenar 500 materiais com propriedades diferentes;

Eixo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
43CrNiMo6	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D
Cubo		Propriedades					
Material	Linha na tabela	Módulo de elasticidade	Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Massa específica	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão
18CrNiMo6	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D	#N/D

Entrada dos nomes dos materiais, nas células em laranja, que não estejam listados na planilha “Material”

Material	Módulo de elasticidade [GPa]	Tensão de escoamento [MPa]	Tensão de ruptura [MPa]	Massa específica [kg/m ³]	Coefficiente de Poisson	Coefficiente de expansão térmica [10 ⁻⁶ 1/°C]
AISI 304 Stainless Steel	193	215	505	8000	0.29	17.3
Aluminum 6061-O	68.9	103	228	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T4	68.9	145	241	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T451	68.9	145	241	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T6	68.9	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T651	68.9	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T8	69	276	310	2700	0.33	25.2
Aluminum 6061-T91	69	395	405	2700	0.33	25.2

Planilha “Material” com as propriedades mecânicas listadas

- Preencher células B12, C12 e B16 da planilha “Dados de entrada” com o diâmetro externo do eixo, o interno do eixo e o externo do cubo, respectivamente. Todas essas variáveis devem estar em milímetros;

Eixo	
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
140	0
Cubo	
Diâmetro externo [mm]	Diâmetro interno [mm]
475	140

Dimensões externas e internas de cada elemento da montagem

- Preencher as células L16 e L17 respectivamente com os fatores de segurança assumidos para o eixo e para o cubo;

	Teórico
Fator de segurança torque:	-
Fator de segurança eixo:	5.71
Fator de segurança cubo:	6.63

Entrada de valores para o fator de segurança para o eixo e para o cubo

4. Preencher as células D26 e G26 respectivamente com os valores de rugosidade superficial do eixo e do cubo;

Rugosidade eixo [μm]	1.6		Rugosidade cubo [μm]	1.6
-----------------------------------	-----	--	-----------------------------------	-----

Rugosidade superficial de cada elemento da montagem

5. Preencher as variáveis de entrada nas células B20, C20, D20, E20, F20, G20 e H20. Estas são respectivamente a temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$], a temperatura de resfriamento [$^{\circ}\text{C}$], a temperatura de aquecimento [$^{\circ}\text{C}$], largura do cubo da engrenagem [mm], coeficiente de atrito, potência do motor [kW] e rotação [rpm].

Temperatura ambiente [$^{\circ}\text{C}$]	Temperatura de resfriamento mínima [$^{\circ}\text{C}$]	Temperatura de aquecimento máxima [$^{\circ}\text{C}$]	Largura da engrenagem [mm]	Coef. de atrito
22	-55	60.5	120	0.15

Variáveis de temperatura (ambiente, de resfriamento e de aquecimento) do sistema, de largura da engrenagem e de coeficiente de atrito

- a. Estas duas últimas variáveis (potência e rotação) servem para comparar o torque necessário e o torque máximo admissível.

Potência [kW]	Rotação [rpm]	Torque [N*m]
1.4914	1725	8.26

Potência e rotação para calcular o torque do sistema

6. Preencher a célula D24 com o momento fletor [Nm] presente na montagem;

Momento fletor na engrenagem - M [N*m]
7.412

Momento fletor presente no sistema

7. Verificar no gráfico abaixo utilizando os valores presentes em G24 e H24 para determinar o valor do coeficiente de concentração de tensões (K_t). As variáveis l , d , p e σ são obtidas verificando o esquemático abaixo da montagem que está posicionado a direita do gráfico;

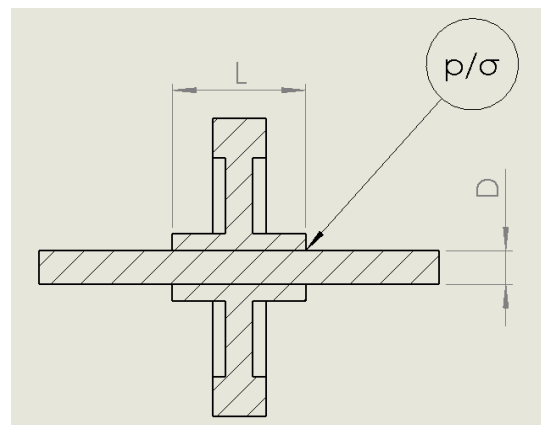
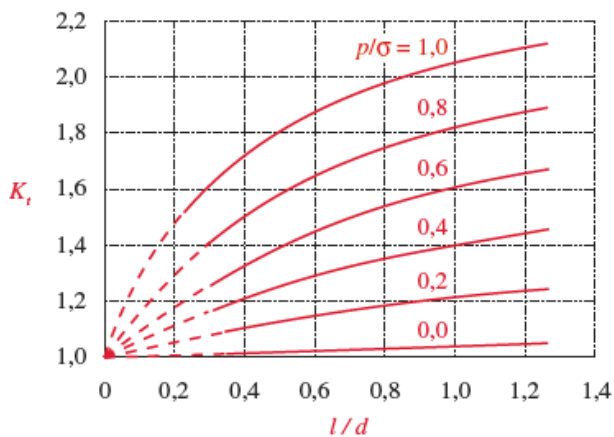


Gráfico para determinar o coeficiente de concentração de tensões (esquerda) e esquemático para a montagem do sistema com as variáveis de entrada no gráfico indicadas (direita)

- a. Em Barros (2011), foi utilizado um coeficiente de concentração de tensões igual a 1, apesar de as razões não apresentarem isso.

p/σ	l/d	K_t
1959.98	0.86	1

Razões p/σ e l/d para obter o valor de K_t (coeficiente de concentração de tensões) com ajuda do gráfico

8. Verificar o resultado presente entre K2 e M6 para o resultado sugerido. Para verificar um comparativo de cada caso, verificar os resultados presentes entre O1 e S13.

Resultado mais indicado:	Aquecer mais o cubo. Se não for possível, verificar valores	
Torque após fim do processo:	72670.62	N*m

Resultado sugerido

Exemplo 2 - Barros (2011) modificado	Não necessita de diferença de temperatura no eixo e no cubo	Necessita de resfriamento do eixo. Cubo temperatura constante	Necessita de aquecimento do cubo. Eixo temperatura constante	Necessita de resfriamento do eixo e aquecimento do cubo
Resultado Diâmetro Cubo > Eixo	NAO	NAO	NAO	NAO
Tolerância radial média montagem [mm]	0.097			
Tolerância radial média [mm]	0.097	0.031	0.064	0.001
σ_{eixo} [MPa]	127.96	127.96	127.96	127.96
σ_{cubo} [MPa]	152.24	152.24	152.24	152.24
To max [Nm]	72670.62	72670.62	72670.62	72670.62
Temp. aquec. Cubo [°C]	Ambiente	Ambiente	60.50	60.50
Temp. resf. Eixo [°C]	Ambiente	-55.00	Ambiente	-55
F [N]	1012558.94	333764.88	690981.43	7998.20

Exemplo de apresentação de comparativo do resultado de cada caso

9. Preencher células D12, F12, D16 e F16 da planilha “Dados de entrada” com o afastamento e tolerância fundamental do eixo e do cubo, respectivamente;
 - a. Para a tolerância fundamental, é necessário digitar “IT” e em seguida o valor. Caso queira saber todos os afastamentos possíveis, analisar a tabela 2 presente no anexo I.

Eixo			
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]
v	202	IT6	25
Cubo			
Afastamento	Afastamento [μm]	IT	Tolerância [μm]
H	0	IT7	40

Afastamento e tolerância padrão de cada elemento da montagem

- b. Comparar os resultados de L20 e M20, que são respectivamente a tolerância calculada da planilha e a tolerância da montagem verificada no item 9.a desse manual. O objetivo é que aproxime ao máximo os resultados a partir do teste de montagem apresentado no item 9.a.

	Calculado	Montagem
Tolerância [μm]	194.63	194.50

Comparativo entre a tolerância calculada e a da montagem apresentada no item 9.a