CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI
RAUL DE SOUSA FERNANDES

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE APARAFUSAMENTO

São Bernardo do Campo
2018

RAUL DE SOUSA FERNANDES

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE APARAFUSAMENTO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI, como parte dos requisitos necessários para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica. Orientado pelo Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

São Bernardo do Campo
2018

Fernandes, Raul de Sousa.

Modelagem e simulação do processo de aparafusamento / Raul de Sousa Fernandes. São Bernardo do Campo, 2018.
115 f. : il.

Dissertação - Centro Universitário FEI.

Orientador: Prof. Dr. Roberto Bortolussi.

1. Junta aparafusada. 2. Aparafusamento. 3. Stick-slip. 4.
Modelagem. I. Bortolussi, Roberto, orient. II. Título.

Prof. Dr. Rodrigo Magnabosco

Dedico este trabalho a meus pais que, como sempre, me apoiaram e fizeram de tudo para proporcionar um ambiente perfeito nesta minha nova jornada de desenvolvimento.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, a Deus por me guiar e me fornecer a sabedoria necessária para superar momentos de desordem.

A meus pais, pela paciência e compreensão que tiveram e que, apesar de minha constante ausência, nunca deixaram de me apoiar. Diariamente, me inspiram a ser uma pessoa melhor através de suas atitudes.

A Fibam Cia Industrial, que sempre incentivou o meu desenvolvimento acadêmico e disponibilizou recursos para a evolução deste trabalho. Ao gerente Marcos Wallner, que foi um professor dentro da empresa e abriu os caminhos no tema desta dissertação.

Ao amigo Jeferson Ferreira, que se mostrou incrivelmente disposto e contribuiu com a base de dados utilizada neste trabalho.

Ao meu orientador, Dr. Roberto Bortolussi, que me aceitou e acreditou no tema proposto. Esteve sempre disponível e contribuiu com todo seu conhecimento no desenvolvimento e conclusão desta dissertação.

Ao Centro Universitário da FEI e seus funcionários, que me acolheram como membro da família. Aos professores que durante este período me ensinaram com clareza e indicaram os melhores caminhos para se seguir.

Aos amigos, que direta ou indiretamente ajudaram nesta minha jornada de desenvolvimento.

“Se você pensa que pode ou pensa que não pode fazer algo, de qualquer forma você está certo”

Henry Ford

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo do processo de aperto de um elemento de fixação em uma junta aparafusada, também conhecido como aparafusamento. O estudo incluiu a análise e identificação do fenômeno *stick-slip*, presente neste processo em casos particulares. Este fenômeno causa uma grande perturbação na relação torque e força durante o aparafusamento, dificultando na obtenção de uma força de união adequada para a junta. Como consequência, têm-se falhas prematuras por fadiga, danificação dos componentes e soltura espontânea. Estes motivos, somados ao fato de que o fenômeno foi pouco estudado até hoje, explicam a relevância deste trabalho. Como base para o desenvolvimento do estudo, foram utilizados os dados dos experimentos realizados em Ferreira (2014). Um modelo matemático do aparafusamento sem a ocorrência do fenômeno *stick-slip* foi obtido e simulado em condições específicas, onde observou-se boa representação da relação torque e força. Erros baixos na relação torque e força foram encontrados quando comparado com outros modelos de elementos finitos, teóricos e experimentos presentes na literatura, validando a etapa inicial. Posteriormente, foi incluído no modelo a identificação e reprodução do fenômeno *stick-slip* para a condição de montagem de porca com tratamento superficial de eletrodeposição catódica, mais conhecido como KTL. Os resultados das simulações do modelo final foram comparados com ensaios experimentais e constatou-se uma boa aderência das curvas e baixos erros de torque e do fator *stick-slip*, validando a etapa final. Portanto, o modelo se mostrou capaz de prever a ocorrência do fenômeno *stick-slip*, bem como diferenciá-lo quando submetido a diferentes coeficientes de atrito.

Palavras-chave: Junta aparafusada. Aparafusamento. Stick-slip. Modelagem.

ABSTRACT

This paper presents a study of the tightening process of fasteners in a bolted joint. The study included the analysis and identification of the stick-slip phenomenon, present in this process for particular cases. The phenomenon causes a huge disturbance in the torque and force relationship during the tightening, making it difficult to obtain a proper clamp force for the joint safety. Hence, it can provoke premature fatigue failures, components damaging and self-loosening. These reasons, added to the fact that few researchers have studied about the influence of stick-slip phenomenon in tightening process, can explain the importance of this research. The data of the experiments carried by Ferreira (2014) was used as the basis for the development of this study. Mathematical model of the tightening without the occurrence of stick-slip was obtained and simulated in specific conditions, where was observed a good representation of the torque and force relationship. When comparing with other theoretical models, finite element simulation and experimental tests, the torque and force relationship errors were low, validating the initial stage. Subsequently, it was included in the model the identification and reproduction of the stick-slip for the studied case of nuts with the cathodic electrodeposition coating, most known as KTL coating. Simulation results of the final model were compared to experimental data and a good adhesion of the curves and low errors of the torque and stick-slip factor were verified, validating the final stage. Therefore, model was able to predict the occurrence of stick-slip phenomenon as well as differing it when different coefficient of friction were applied.

Keywords: Bolted joint. Tightening. Stick-slip. Modeling.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Composição química especificada para parafusos em aço carbono.....	32
Tabela 2 - Propriedades físicas e mecânicas especificadas para parafusos	33
Tabela 3 - Composição química nominal especificada para porcas em aço carbono	36
Tabela 4 – Propriedades mecânicas especificadas para porca	36
Tabela 5 - Ângulos do cone de pressão	46
Tabela 6 - Parâmetros de entrada utilizados no trabalho de Hwang (2013)	77
Tabela 7 - Parâmetros de entrada utilizados no trabalho de Ferreira (2014)	77
Tabela 8 - Parâmetros de entrada utilizados no trabalho de Yu et al (2015)	77
Tabela 9 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito baixo, com $\alpha = 0,05$	82
Tabela 10 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito alto, com $\alpha = 0,05$	82
Tabela 11 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência do coeficiente de atrito na frequência, com $\alpha = 0,05$	85
Tabela 12 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto na frequência, com $\alpha = 0,05$	85
Tabela 13 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência do coeficiente de atrito na amplitude, com $\alpha = 0,05$	87
Tabela 14 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto na amplitude, com $\alpha = 0,05$	88
Tabela 15 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência do coeficiente de atrito na força do ponto de início do <i>stick-slip</i> , com $\alpha = 0,05$	89
Tabela 16 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto na força do ponto de início do <i>stick-slip</i> , com $\alpha = 0,05$	89
Tabela 17 - Valores de força em diversas faixas de torque, obtidos em Ferreira e Autor, para atrito baixo ($\mu = 0,10$).....	97
Tabela 18 - Valores de força em diversas faixas de torque, obtidos em Ferreira e Autor, para atrito alto ($\mu = 0,20$)	98
Tabela 19 - Valores resultantes de torque total e força de união em um aperto de 40Nm + 180°, comparando Ferreira e Autor, para atrito baixo ($\mu = 0,10$)	98

Tabela 20 - Valores resultantes de torque total e força de união em um aperto de 40Nm + 180°, comparando Ferreira e Autor, para atrito alto ($\mu = 0,20$)	99
Tabela 21 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira para o fenômeno <i>stick-slip</i> na condição de coeficiente de atrito baixo	104
Tabela 22 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira para o fenômeno <i>stick-slip</i> na condição de coeficiente de atrito alto	104
Tabela 23 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira no ponto de início do fenômeno <i>stick-slip</i> na condição de coeficiente de atrito baixo	104
Tabela 24 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira no ponto de início do fenômeno <i>stick-slip</i> na condição de coeficiente de atrito alto	105

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Partes constituintes de uma junta aparafusada	22
Figura 2 - Máquina de elevação de água de Archimedes	23
Figura 3 - Primeiro torno de corte de rosca, criado por Jesse Ramsden	24
Figura 4 - Tipos de perfis de filete de rosca e suas aplicações	25
Figura 5 - Terminologia básica de uma rosca	26
Figura 6 - Principais sistemas de padronização de rosca de perfil triangular	27
Figura 7 - Perfil de uma rosca triangular métrica	28
Figura 8 - Exemplos de ajustes com diferentes folgas	28
Figura 9 - Esquema ilustrativo das classes de tolerância para roscas internas e externas	29
Figura 10 - Parafuso e suas principais partes	30
Figura 11 - Porca e suas principais partes	35
Figura 12 - Camadas do tratamento eletrolítico com pós-tratamento	38
Figura 13 - Detalhe ampliado da estrutura da camada do tratamento superficial organometálico	39
Figura 14 - Detalhe de um aparafusamento em uma junta	40
Figura 15 - Diagrama de tração e compressão em uma junta aparafusada	40
Figura 16 - Diagrama de níveis de tensão para (A) configuração real e (B) configuração estimada utilizada para cálculos	42
Figura 17 - Exemplo da distribuição de tensão não-uniforme nos membros da junta	45
Figura 18 - Modelo dos cones de pressão de Rötcher	45
Figura 19 - Representação das condições dos cilindros equivalentes	47
Figura 20 - Diagrama de distribuição do torque aplicado	49
Figura 21 - Curvas de torque e força versus ângulo, indicando através das setas pretas um aperto por torque simples de 50Nm, gerando 25kN de força	52
Figura 22 - Curvas de torque e força versus ângulo, indicando através das setas pretas um aperto de 30Nm acrescido de um ângulo de 90°, gerando 44kN de força e 85Nm de torque resultante	53
Figura 23 - Gráfico de força versus velocidade relativa de um sistema genérico para o modelo de atrito de Coulomb	55

Figura 24 - Gráfico de força versus velocidade relativa de um sistema genérico para o modelo de atrito do efeito Stribeck	56
Figura 25 - Equipamento de torque e tensão utilizado em Nassar et al (2007)	57
Figura 26 - Representação gráfica das fases do <i>stick-slip</i>	58
Figura 27 - Esquema clássico de ensaios utilizado para obter o <i>stick-slip</i>	59
Figura 28 - Curva de torque e força versus ângulo sem <i>stick-slip</i>	60
Figura 29 - Curva de torque e força versus ângulo com <i>stick-slip</i>	61
Figura 30 - Superfície do flanco da rosca da porca com KTL de ensaio com ocorrência de <i>stick-slip</i> , ampliação de 35x	63
Figura 31 - Análise transversal do flanco de rosca da porca com KTL, através de microscopia óptica laser	64
Figura 32 - Modelo para o aparafusamento criado no software LS-DYNA	67
Figura 33 - Modelo de elementos finitos para o aparafusamento criado no Ansys ...	68
Figura 34 - Modelo de elementos finitos criado no Abaqus	69
Figura 35 - Determinador de torque e tensão utilizado em Ferreira (2014)	70
Figura 36 - Detalhe do transdutor de torque e ângulo	71
Figura 37 - Detalhe da célula de carga	71
Figura 38 - Esquema de funcionamento do determinador de torque e tensão	72
Figura 39 - Parafusos, porcas e chapas utilizados em Ferreira (2014)	73
Figura 40 - Matriz de dados para análise de variância	75
Figura 41 - Representação do parafuso e contra peças no regime elástico	78
Figura 42 - Associação em série do parafuso e contra peças	79
Figura 43 - Esquema proposto com um grau de liberdade	79
Figura 44 - Movimentos de rotação e translação do parafuso	80
Figura 45 - Gráfico de uma função seno	84
Figura 46 - Demonstração da amplitude de uma função seno	86
Figura 47 - Gráfico de torque versus ângulo mostrando os pontos de coleta da amplitude	86
Figura 48 - Gráfico de amplitude versus ângulo exibindo a regressão linear através dos pontos	87
Figura 49 - Gráficos de torque e força versus ângulo mostrando uma queda do torque no ponto de início do <i>stick-slip</i>	90
Figura 50 - Gráfico do torque total versus ângulo para diversas faixas de coeficiente de atrito	92

Figura 51 - Gráfico do torque total versus força de união para diversas faixas de coeficiente de atrito	92
Figura 52 - Gráfico de torque total versus ângulo para diversas faixas do diâmetro d_h	93
Figura 53 - Gráfico de torque total versus força de união para diversas faixas do diâmetro d_h	93
Figura 54 - Gráfico de torque total versus ângulo para diversas faixas do passo de rosca	94
Figura 55 - Gráfico de torque total versus força de união para diversas faixas do passo de rosca	94
Figura 56 - Gráfico do torque versus ângulo comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$)	95
Figura 57 - Gráfico do torque versus ângulo comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito alto ($\mu = 0,20$)	95
Figura 58 - Gráfico do torque versus força comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$)	96
Figura 59 - Gráfico do torque versus força comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito alto ($\mu = 0,20$)	96
Figura 60 - Gráfico do torque total versus força de união comparando os trabalhos de Hwang, Izumi et al, Yamamoto e Autor	99
Figura 61 - Gráfico do torque total versus força de união comparando Yu et al, Qiu, Guo e Wu e Autor	100
Figura 62 - Gráfico de torque total versus ângulo para uma velocidade de aperto de 10 rpm	102
Figura 63 - Gráfico de torque total versus ângulo para uma velocidade de aperto de 200 rpm	102
Figura 64 - Gráfico de torque total versus ângulo para condição de coeficiente de atrito baixo, comparando Autor e Ferreira	103
Figura 65 - Gráfico de torque total versus ângulo para condição de coeficiente de atrito alto, comparando Autor e Ferreira	103

LISTA DE SÍMBOLOS

d	diâmetro nominal para rosca externa [mm]
D	diâmetro nominal para rosca interna [mm]
d_2, d_p	diâmetro de flanco para rosca externa [mm]
D_2, D_p	diâmetro de flanco para rosca interna [mm]
d_3, d_r	diâmetro menor para rosca externa [mm]
D_3, D_r	diâmetro menor para rosca interna [mm]
α	ângulo do filete da rosca [°]
p	passo da rosca [mm]
H	altura teórica do filete [mm]
h_b	altura da cabeça do parafuso [mm]
L	comprimento total do parafuso [mm]
B	comprimento roscado do parafuso [mm]
d_f	diâmetro da flange do parafuso [mm]
d_{sw}	chave sextavada do parafuso [mm]
M	comprimento da porca [mm]
h_f	espessura da flange da porca [mm]
D_f	diâmetro da flange da porca [mm]
D_{sw}	chave sextavada da porca [mm]
F_u	força de união [kN]
T_A	torque total [N.m]
k	fator de torque
L_E	comprimento total estimado do parafuso sob tensão [mm]
L_S	comprimento teórico do corpo não roscado do parafuso sob tensão [mm]
L_T	comprimento teórico do corpo roscado do parafuso sob tensão [mm]
L_C	comprimento estimado do corpo não roscado do parafuso sob tensão [mm]
L_R	comprimento estimado do corpo roscado do parafuso sob tensão [mm]
ΔL	variação do comprimento total do parafuso [mm]
ΔL_C	variação do comprimento do corpo não roscado do parafuso [mm]
ΔL_R	variação do comprimento do corpo roscado do parafuso [mm]
F_{tr}	força de tração no parafuso [N]
E_b	módulo de elasticidade do material do parafuso [N/mm ²]
A_c	área da seção transversal do corpo não roscado do parafuso [mm ²]

A_R	área da seção transversal do corpo roscado do parafuso [mm ²]
K_B	rigidez equivalente do parafuso [N/mm]
K_C	rigidez do corpo não roscado do parafuso [N/mm]
K_R	rigidez do corpo roscado do parafuso [N/mm]
K_J	rigidez da contra peça [N/mm]
E_J	módulo de elasticidade do material da contra peça [N/mm]
d_h	diâmetro menor de contato da cabeça do parafuso com a contra peça [mm]
d_w	diâmetro maior de contato da cabeça do parafuso com a contra peça [mm]
t	comprimento da contra peça [mm]
φ	ângulo do cone de pressão [°]
A_{Ceq}	área da seção transversal do cilindro equivalente [mm ²]
L_{Ceq}	comprimento total do cilindro equivalente [mm]
D_J	diâmetro externo do cilindro equivalente [mm]
T_p	torque transformado em força de união [N.m]
T_{th}	torque de atrito na superfície de contato da rosca [N.m]
T_b	torque de atrito na superfície de assentamento da cabeça [N.m]
μ_{th}	coeficiente de atrito dinâmico na superfície de contato da rosca
μ_b	coeficiente de atrito dinâmico na superfície de assentamento da cabeça
β	ângulo formado entre a superfície de assentamento da cabeça e uma linha de referência perpendicular ao eixo do parafuso [°]
D_{km}	diâmetro efetivo de assentamento [mm]
T_R	Torque na rosca [Nm]
η	rendimento do aperto
F_A	força de atrito [N]
μ_c	coeficiente de atrito
N	força normal [N]
f_c	componente da força de atrito seco [N]
F_e	força externa
f_v	componente da força de atrito viscoso [N]
v_r	velocidade relativa [m/s]
f_s	componente da força de atrito estático [N]
θ_{st}	velocidade limite de Stribeck [m/s]
a	fator dependente da geometria da aplicação
F_s	força de atrito estático [N]

F_k	força de atrito dinâmico [N]
m	massa do corpo [kg]
V	velocidade da esteira [m/s]
K_m	rigidez da mola [N/m]
C_a	constante de amortecimento [N.s/m]
x	deslocamento medido a partir de uma linha de referência [m]
V_{crit}	velocidade de aperto crítica para ocorrência do <i>stick-slip</i> [rpm]
μ, μ_k	coeficiente de atrito dinâmico total do parafuso
f_{ss}	fator <i>stick-slip</i> [N.m/°]
Amp	Amplitude final do fenômeno <i>stick-slip</i> [N.m]
f	frequência do fenômeno <i>stick-slip</i> [°]
R	raio maior de contato na superfície de assentamento da cabeça [mm]
r	raio menor de contato na superfície de assentamento da cabeça [mm]
k_{niveis}	número de níveis
n_i	número de observações do nível i
y_{ij}	j -ésima observação do nível i para um fator
μ_{geral}	média geral dos dados
α_i	efeito que o nível i do fator provoca na resposta
ε_{ij}	erro aleatório experimental
SQA	soma dos quadrados relativo aos níveis
SQE	soma dos quadrados devido ao erro
QMA	quadrados médios relativo aos níveis
QME	quadrados médios devido ao erro
N_{total}	número total de observações
F	valor estatístico da análise de variância
$F_{critico}$	valor tabelado utilizado como comparativo para o teste estatístico de hipótese nula em um planejamento experimental
K_{eq}	rigidez equivalente da junta aparafusada [N / mm]
u	deslocamento do sistema de um grau de liberdade [mm]
θ	ângulo de giro do aparafusamento [°]
H_{pr}	constante plástica de resistência [N/mm ²]
n	coeficiente de encruamento
θ_0	ângulo do ponto de início do regime elasto-plástico [°]
v_{rel}	velocidade de aperto relativa [rpm]

μ_{corr}	coeficiente de atrito dinâmico corrigido
T_{ss}	torque total durante o fenômeno <i>stick-slip</i> [N.m]
T_{din}	torque de atrito dinâmico [N.m]
T_{est}	torque de atrito estático [N.m]
A	parâmetro de ajuste da amplitude do fenômeno <i>stick-slip</i> [N.m]
ω	parâmetro de ajuste da frequência ou período do fenômeno <i>stick-slip</i>
P	período da função seno [°]
q	contador de voltas completas da função seno
θ_{rel}	ângulo de giro relativo ao ponto de início do <i>stick-slip</i> [°]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	MOTIVAÇÃO	19
1.2	OBJETIVO	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	JUNTAS APARAFUSADAS	22
2.1.1	Elementos de fixação	23
2.1.1.1	<i>Rosca</i>	23
2.1.1.2	<i>Parafuso</i>	30
2.1.1.3	<i>Porca</i>	35
2.1.1.4	<i>Tratamentos superficiais</i>	37
2.1.2	Força de união	39
2.1.3	Rigidez da junta	41
2.1.3.1	<i>Modelo para elemento de fixação</i>	41
2.1.3.2	<i>Modelos para membros da junta</i>	44
2.1.4	Distribuição de energia	48
2.1.5	Métodos de aperto	51
2.2	ATRITO	53
2.2.1	Modelo de Coulomb	54
2.2.2	Efeito Stribeck	55
2.2.3	Influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito	56
2.3	FENÔMENO STICK-SLIP	57
2.3.1	Mecanismos e prevenção	61
2.3.2	Experimentos em juntas aparafusadas	62
2.3.3	Abordagem alternativa	64
2.4	APARAFUSAMENTO	65
2.4.1	Simulações da relação torque e força em parafuso M16	66
2.4.2	Simulações da relação torque e força em parafuso M12	68
3	MATERIAIS E MÉTODOS	70
3.1	MATERIAIS	70
3.2	MÉTODOS	74
4	MODELAGEM MATEMÁTICA	78
4.1	MODELAGEM DO APARAFUSAMENTO	78

4.2	MODELAGEM DO STICK-SLIP	81
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES	91
5.1	MODELO DO APARAFUSAMENTO	91
5.1.1	Simulações	91
5.1.2	Validação.....	94
5.1.3	Discussões	100
5.2	MODELO DO STICK-SLIP	101
5.2.1	Simulações	101
5.2.2	Validação.....	102
5.2.3	Discussões	105
6	CONCLUSÕES	106
	REFERÊNCIAS.....	107
	APÊNDICE A – TABELAS DOS DADOS EXPERIMENTAIS DE	
	FERREIRA (2014) UTILIZADOS NAS ANÁLISES DE	
	INFLUÊNCIA.....	111
	APÊNDICE B – FLUXOGRAMA DO MODELO FINAL DO	
	APARAFUSAMENTO COM O FENÔMENO STICK-	
	SLIP	114

1 INTRODUÇÃO

Juntas aparafusadas são utilizadas nos mais variados tipos de sistemas mecânicos, devido a facilidade de montagem e desmontagem e o baixo custo. O processo de aperto de um parafuso em uma junta, chamado de aparafusamento, têm como objetivo a compressão dos membros da junta, ou contra peças, através da tração do parafuso. Esta força gerada durante o aperto é chamada de força de união. O processo de aparafusamento pode ser realizado com ferramentas simples, porém para manter uma força de união adequada, é necessário a aplicação de um torque correto. De toda a energia utilizada para o aparafusamento, apenas aproximadamente 10% é transformada em energia potencial armazenada na junta, sendo a maior parte perdida como calor gerado devido às condições de atrito entre as roscas macho e fêmea e superfície de assentamento dos membros da junta e a cabeça do parafuso (BICKFORD, 2008; CROCCOLO; AGOSTINIS; VINCENZI, 2010).

Em juntas aparafusadas utilizadas na indústria automobilística, por exemplo, a força de união é, de fato, extremamente importante, em razão da alta segurança que esta deve proporcionar ao sistema. Defeitos ou falhas em juntas aparafusadas podem significar riscos de vida e ou completa deterioração do sistema. Uma força de união muito alta pode sobrecarregar o parafuso e danificar os membros da junta. Por outro lado, uma força de união muito baixa pode não ser capaz de garantir a integridade do sistema e resultar em soltura dos membros ou até falha prematura por fadiga (FERREIRA, 2014; YU et al., 2015).

Apesar de sua importância, o controle direto da força de união durante o processo de aparafusamento é incomum, posto sua dificuldade e alto custo. Normalmente, o controle é realizado indiretamente através do torque total de aperto, processo de baixo custo e simples controle (BICKFORD, 2008).

1.1 MOTIVAÇÃO

Tomando como exemplo a indústria automotiva, onde os fixadores roscados representam apenas 1% do custo do veículo, segundo Garcia (2013), 80% dos recalls são consequências de falhas em juntas aparafusadas. Qualquer que seja o tipo, a falha de uma junta aparafusada está quase sempre relacionada a uma força de união inadequada obtida durante o processo de aparafusamento. Sendo assim, a

importância da relação torque e força é muito grande, em apertos controlados por torque.

A relação torque e força em uma junta aparafusada é tema de inúmeros estudos já que esta depende de muitos fatores, onde podem-se citar como principais: coeficiente de atrito, propriedades mecânicas dos materiais, tipos de rosca e dimensional dos membros da junta. Assim, cada junta pode ter um torque de aperto específico, mesmo que utilizem o mesmo par parafuso-porca (BICKFORD, 2008).

Durante o processo de aparafusamento podem surgir problemas que também influenciam na relação torque e força. Fatores como método de controle do aperto e velocidade de aparafusamento são determinantes para a obtenção de uma junta robusta (FERREIRA, 2014).

O fenômeno conhecido como *stick-slip* ocorre no processo de aparafusamento e tem enorme influência na relação torque e força, devido às oscilações causadas no atrito e, conseqüentemente, no torque de aperto. O *stick-slip* também pode causar ruídos agudos e tem como principal causa altas velocidades de aperto. Por este motivo, este fenômeno indesejado acaba sendo comum nas indústrias automobilísticas, devido ao fato delas estarem sempre objetivando o aumento de produtividade e, assim, aumento na velocidade do processo de aparafusamento (FERREIRA, 2014).

Muitos estudos realizados até hoje abordam o fenômeno *stick-slip* e suas características, porém poucos deles são aplicados a juntas aparafusadas. Devido as particularidades apresentadas no aparafusamento em uma junta, é essencial que este fenômeno seja tratado de forma individual para esta aplicação.

1.2 OBJETIVO

Este trabalho tem como objetivo principal a modelagem matemática do aparafusamento em uma junta. Este modelo deve garantir boa precisão na representação da relação torque e força para as seguintes variações: coeficiente de atrito e propriedades mecânicas do parafuso, dimensional dos membros da junta e velocidade de aperto. Ademais, este modelo deve prever e reproduzir a ocorrência do *stick-slip* para uma condição específica de tratamento superficial do par parafuso-porca. A modelagem deste fenômeno aplicado ao processo de aparafusamento é uma novidade e não há modelos na literatura.

Para tanto, será utilizado como base para a construção e validação do modelo os experimentos realizados em Ferreira (2014). Os resultados do trabalho de Hwang (2013) e Yu et al (2015) também serão utilizados para validação do modelo na relação torque e força para os casos de não ocorrência do fenômeno *stick-slip*.

Um melhor entendimento dos fenômenos que influem na relação torque e força e no surgimento do fenômeno *stick-slip*, bem como seus mecanismos específicos em um processo de aparafusamento, será o caminho para um modelo consistente.

O software MATLAB® R2015a será utilizado como ferramenta para a modelagem e simulação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica ou revisão de literatura é a base de sustentação para qualquer trabalho científico. Referenciais teóricos e estudos relevantes são apresentados, comentados e até correlacionados entre eles, de modo a oferecer um bom embasamento. Nesta dissertação são desenvolvidos, nesta sequência, os assuntos: Juntas aparafusadas, Atrito, Fenômeno *stick-slip* e Aparafusamento.

2.1 JUNTAS APARAFUSADAS

A aplicação de juntas aparafusadas em sistemas mecânicos é muito comum e amplamente utilizada pelas indústrias, principalmente pelo fato destas permitirem, de um modo relativamente simples e econômico, a montagem e desmontagem dos elementos que a compõem. Uma junta aparafusada é composta basicamente por parafuso, porca ou componente com rosca interna e os membros da junta (ou contra peças), conforme mostrado na figura 1. Os elementos de fixação, parafuso e porca, tem por objetivo gerar uma força de união, no sentido axial do roscamento, de maneira que esta seja suficiente para manter os membros da junta unidos e suportar as solicitações durante o trabalho (BICKFORD, 2008; GARCIA, 2013).

Figura 1 - Partes constituintes de uma junta aparafusada

Fonte: Autor, 2018.

Uma das desvantagens deste tipo de sistema de fixação é a possibilidade de desaperto que existe durante o trabalho do conjunto. Já foram desenvolvidas

numerosas formas de se tentar prevenir este desaperto, porém as consequências, caso a falha ocorra, são graves e vão desde o dano permanente de uma máquina, até acidentes fatais. Revestimentos travantes químicos e mecânicos, ambos aplicados na rosca, arruelas dentadas, sistemas com duas porcas, entre outros que podem-se citar, são métodos utilizados com o objetivo de reduzir a possibilidade do desaperto (BICKFORD, 2008; FERREIRA, 2014).

2.1.1 Elementos de fixação

Os elementos de fixação presentes em uma junta aparafusada são: parafuso e porca. Antes de dissertar sobre cada um destes elementos, porém, será necessário entender sobre rosca, parte vital de ambos. Por fim, serão tratados alguns dos tipos mais comuns de tratamentos superficiais utilizados na indústria.

2.1.1.1 Rosca

Utilizado desde os tempos de Archimedes (287 a.C. – 212 a.C.), o princípio de rosca teve como uma de suas primeiras aplicações, o emprego em máquinas de elevação de água (figura 2), sendo fabricado de madeira e, ainda, necessitando da habilidade de um bom artesão. Algumas versões ainda apontam que o inventor tenha sido Archytas de Tarentum, anos antes de Archimedes, por volta do ano 400 a.C., quando utilizou o princípio de rosca em prensas para extração de azeite de olivas e produção de vinho (WOODBURY, 1973; RONAN, 1987).

Figura 2 - Máquina de elevação de água de Archimedes

Fonte: Autor “adaptado de” Yassuda, 2006, p. 27

Os avanços nesta área vieram apenas no século XVIII, quando Jesse Ramsden construiu o primeiro torno de corte de rosca, mostrado na figura 3, o qual garantia um alto grau de precisão na fabricação de elementos roscados. Essa novidade permitiu a criação de instrumentos, motores à vapor e ferramentas também mais precisas, contribuindo para a construção e desenvolvimento de estradas, pontes, canais, entre outras realizações (WOODBURY, 1973; RONAN, 1987).

Figura 3 - Primeiro torno de corte de rosca, criado por Jesse Ramsden

Fonte: Autor "adaptado de" Woodbury, 1973

Atualmente, as roscas podem ser fabricadas tanto pelo processo de usinagem, mesmo princípio da máquina criada por Ramsden, como pelo processo de conformação, sem perda de material. Além disso, a possibilidade de produção em larga escala, fabricação de perfis de todo tipo de formato e dimensão e atendimento às mais diversas aplicações, são realidades bem presentes em nossas vidas. Na figura 4 são apresentados alguns dos perfis de rosca existentes e suas respectivas aplicações (YASSUDA, 2006).

Figura 4 - Tipos de perfis de filete de rosca e suas aplicações

TIPOS DE ROSCAS	APLICAÇÃO
Triangular	Parafusos e porcas de fixação na união de peças. Ex.: fixação da roda do carro.
Trapezoidal	Parafusos que transmitem movimento suave e uniforme. Ex.: fusos de máquinas.
Redondo	Parafusos de grandes diâmetros sujeitos a grandes esforços. Ex.: equipamentos ferroviários.
Quadrado	Parafusos que sofrem grandes esforços e choques. Ex.: prensas e morsas.
Rosca dente-de-serra	Parafusos que exercem grande esforço num só sentido. Ex.: macacos de catraca.

Fonte: Autor, 2018

De forma simplificada, pode-se dizer que a rosca é uma estrutura helicoidal utilizada para converter movimentos circulares em movimentos lineares, prevenindo este último sem uma rotação correspondente. Trata-se de um filete ou fio enrolado em torno de um cilindro, formando uma hélice. Na figura 5, pode-se ver a terminologia básica de uma rosca, onde (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

Diâmetro maior: também chamado de diâmetro nominal, é o diâmetro do cilindro externo da rosca, formado pela crista para rosca externa (d) e pela raiz para rosca interna (D);

Diâmetro intermediário ou diâmetro de flanco: é o diâmetro do cilindro intermediário imaginário que tem como intersecção o flanco da rosca externa (d_2) ou interna (D_2);

Diâmetro menor: é o diâmetro do cilindro interno da rosca formado pela raiz para rosca externa (d_3) e pela crista para rosca interna (D_3);

Ângulo do filete (α): é o ângulo formado entre dois flancos;

Raiz: é o vale do filete, tanto para rosca externa ou interna;

Crista: é o cume do filete, tanto para rosca externa ou interna;

Passo (p): é a distância entre dois pontos correspondentes em superfícies adjacentes, medida paralela ao eixo.

Figura 5 - Terminologia básica de uma rosca

Fonte: Autor, 2018.

À medida que a demanda do uso de fixadores roscados aumentava, crescia junto o problema da permutabilidade e, portanto, a necessidade de padronização da fabricação dos mesmos, uma vez que cada fabricante utilizava seus próprios padrões. Em 1841, Joseph Whitworth apresentou o primeiro sistema para padronização de fixadores, que foi adotado como padrão britânico e é conhecido como sistema Whitworth. Neste sistema as medidas são dadas em polegadas, o ângulo formado pelos flancos é de 55 graus e crista e raiz são arredondadas. O passo é determinado pela razão entre uma polegada e o número de filetes contidos em uma polegada (COLENCI, 1992; YASSUDA, 2006).

Em 1948, frente a uma necessidade evidente de unificação de sistemas, EUA, Canadá e Inglaterra criaram um padrão baseando as dimensões em polegadas, o qual é conhecido atualmente como sistema Americano. Neste sistema, diferente do Whitworth, a crista tem um formato plano e o ângulo é de 60 graus (COLENCI, 1992; YASSUDA, 2006).

Ainda em 1948, na Europa, a Organização Internacional de Padronização (ISO) desenvolveu um sistema para ser aplicado mundialmente, o qual é conhecido como

ISO Métrico. No sistema métrico as roscas são determinadas em milímetros, o ângulo formado pelos flancos é de 60 graus, a crista tem um formato plano e a raiz arredondada (COLENCI, 1992; YASSUDA, 2006).

Atualmente, são inúmeros os sistemas existentes atendendo as especificidades de cada segmento industrial ou região do mundo. Com relação a roscas de perfil triangular, os sistemas mencionados anteriormente, Whitworth, Americano e Métrico, são os principais padrões de fabricação utilizados nas indústrias. Na figura 6 é apresentado um resumo das particularidades de cada um destes sistemas e, na figura 7, o perfil básico de uma rosca métrica triangular, a mais utilizada no Brasil (COLENCI, 1992; BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 6 - Principais sistemas de padronização de rosca de perfil triangular

Sistema de rosca	Ângulo do filete (α)	Unidade	Passo	Crista e raiz do filete
Métrico	60°	mm	mm
Whitworth	55°	pol	Fios por polegada
Americano	60°	pol	Fios por polegada

Fonte: Autor, 2018

Figura 7 - Perfil de uma rosca triangular métrica

Fonte: Autor "adaptado de" Budynas e Nisbett, 2011, p. 411

A próxima consideração importante na definição de roscas de elementos de fixação é o ajuste desejado entre a rosca interna (fêmea) e a rosca externa (macho). A figura 8 mostra um exemplo de ajuste com mais folga (esquerda) e outro com menos folga (direita) entre um parafuso e uma porca, representando a rosca externa e interna respectivamente (BICKFORD, 2008; BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Figura 8 - Exemplos de ajustes com diferentes folgas

Fonte: Autor "adaptado de" Bickford, 2008, p. 65

No caso do sistema métrico, de acordo com a norma ISO 965-1, a classe de tolerância é representada por um código composto por um número e uma letra, os quais definem a tolerância de grau e de posição, nesta ordem. A tolerância de posição é identificada por letras maiúsculas, para roscas internas (G ou H), e minúsculas, para roscas externas (e, f, g ou h). Conforme exibido na figura 9, as posições “H” e “h” definem um ajuste sem folga ou zero, enquanto “e” e “G” determinam os ajustes com mais folga. Já o grau de tolerância é representado por números que variam de 3 a 9, em que o campo de tolerância é diretamente proporcional ao aumento destes números, fazendo com que o 3 represente o menor campo de tolerância e o 9 o maior campo de tolerância (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2013b).

Figura 9 - Esquema ilustrativo das classes de tolerância para roscas internas e externas

Fonte: Autor, 2018

A nomenclatura de uma rosca que cumpre os requisitos da norma internacional para roscas métricas, a ISO 965-1, deve sempre iniciar com a letra M. Em seguida, aparecem os valores do diâmetro nominal e do passo, ambos expressos em milímetros e separados pelo sinal de “x”. Além disso, ainda pode ser acrescida a classe de tolerância, ou seja, posição e grau de tolerância. Caso sejam omitidos o valor do passo e a classe de tolerância, significa que o passo da rosca é normal e a

classe de tolerância especificada é a média (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2013b).

Exemplo de nomenclatura de uma rosca: M10 x 1,5 5g

2.1.1.2 Parafuso

É um elemento com rosca externa, utilizado em uniões móveis, sempre em conjunto com uma contra peça de rosca fêmea. O parafuso pode ter duas funções: a movimentação de cargas e a fixação de peças. De qualquer modo, todo parafuso é construído seguindo algum sistema, norma ou padrão, os quais definem a sua geometria da cabeça, do corpo e tipo de rosca. A figura 10 mostra um parafuso de cabeça sextavada externa com flange, destacando as principais partes padronizadas em normas, onde (BICKFORD, 2008; INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2013a):

h_b : altura da cabeça do parafuso

L: comprimento total do parafuso

B: comprimento roscado do parafuso

d_f : diâmetro da flange do parafuso

d_{sw} : chave sextavada do parafuso

Figura 10 - Parafuso e suas principais partes

Fonte: Autor, 2018

Importante ressaltar que a figura 10 ilustra apenas um dos muitos tipos de chave de acionamento existentes quando se trata de parafusos. Dentre os tipos mais

utilizados na indústria, estão: sextavado externo, sextavado interno ou allen, duodecavado interno ou multidentado e six lobe interno ou torx (FERREIRA, 2014).

Além das normas que estabelecem a geometria de um parafuso, existem outras para definição da composição química de seus materiais, bem como da classe de resistência. Nas tabelas 1 e 2 são apresentadas as composições químicas e propriedades mecânicas, respectivamente, especificadas pela norma ISO 898-1. Dessa forma, habitualmente na indústria, os parafusos são fabricados de aço e atendem às especificações encontradas na norma citada (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2013a; FERREIRA, 2014).

Segundo a norma ISO 898-1, a identificação da classe de resistência do parafuso segue um padrão de dois números separados por um ponto, dos quais podem-se encontrar os valores nominais do limite de resistência à tração e o limite de escoamento do parafuso em questão. O primeiro número da identificação multiplicado por 100, tem como resultado o valor nominal do limite de resistência à tração. O segundo número da identificação multiplicado pelo primeiro número e multiplicado por 10, apresenta como solução o valor do limite de escoamento. Os valores de ambas as soluções saem em MPa (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2013a).

Exemplo: Classe 12.9

Limite de resistência a tração $\rightarrow (12) \times 100 = 1200 \text{ MPa}$

Limite de escoamento $\rightarrow (9) \times (12) \times 10 = 1080 \text{ MPa}$

Tabela 1 - Composição química especificada para parafusos em aço carbono

Classe de resistência	Matéria-prima e tratamento térmico	Composição química (% em massa) ^(a)					Temperatura de revenimento (°C)
		C		P	S	B ^(b)	
		min.	max.	max.	max.	max.	min.
4.6 ^(c,d)	Aço carbono ou aço carbono com aditivos	-	0,55	0,050	0,060	Não especificado	-
4.8 ^(d)							
5.6 ^(c)		0,13	0,55	0,050	0,060		
5.8 ^(d)		-	0,55	0,050	0,060		
6.8 ^(d)		0,15	0,55	0,050	0,060		
8.8 ^(f)	Aço carbono com aditivos (p. ex. B ou Mn ou Cr) temperado e revenido	0,15 ^(e)	0,40	0,025	0,025	0,003	425
	ou						
	Aço carbono temperado e revenido	0,25	0,55	0,025	0,025		
	ou						
9.8 ^(f)	Aço liga temperado e revenido ^(g)	0,20	0,55	0,025	0,025	0,003	425
	Aço carbono com aditivos (p. ex. B ou Mn ou Cr) temperado e revenido	0,15 ^(e)	0,40	0,025	0,025		
	ou						
	Aço carbono temperado e revenido	0,25	0,55	0,025	0,025		
10.9 ^(f)	Aço liga temperado e revenido ^(g)	0,20	0,55	0,025	0,025	0,003	425
	Aço carbono com aditivos (p. ex. B ou Mn ou Cr) temperado e revenido	0,20 ^(e)	0,55	0,025	0,025		
	ou						
	Aço carbono temperado e revenido	0,25	0,55	0,025	0,025		
12.9 ^(f,h,i)	Aço liga temperado e revenido ^(g)	0,30	0,50	0,025	0,025	0,003	425
	Aço carbono com aditivos (p. ex. B ou Mn ou Cr) temperado e revenido	0,28	0,50	0,025	0,025		
	ou						
	Aço liga temperado e revenido ^(g)	0,20	0,55	0,025	0,025		

^(a) Em caso de dúvida, aplica-se análise no produto.

^(b) Pode conter boro até 0,005 %, contanto que o boro não efetivo seja controlado pela adição de titânio e/ou alumínio.

^(c) Para parafusos forjados a frio de classe resistência 4.6 e 5.6, o tratamento térmico do arame usado ou o forjamento a frio podem ser necessários para alcançar ductilidade exigida.

^(d) Para estas classes de resistência é permitido aço de usinagem fácil com as seguintes porcentagens: 0,34 % enxofre, 0,11 % fósforo e 0,35 % chumbo.

^(e) Para aço carbono com boro com teor de carbono de 0,25% (análise de panela), deverá haver um teor de manganês de no mínimo 0,60 % para classe de resistência 8.8 e de 0,70% para classe de resistência 9.8 e 10.9.

^(f) A matéria-prima para estas classes de resistência, deverá ter temperabilidade suficiente para garantir uma estrutura consistindo de aproximadamente de 90 % de martensita no núcleo da seção roscada para parafusos na condição que se acha após têmpera e antes do revenimento.

^(g) Aço de liga deverá conter pelo menos um dos seguintes elementos na quantidade mínima: 0,30 % cromo, 0,30 % níquel, 0,20 % molibdênio ou 0,10 % vanádio. Onde os elementos forem especificados em combinações de dois, três ou quatro elementos e têm o conteúdo de liga menor do que indicadas acima, o valor-limite a ser aplicado para a determinação da classe de aço é de 70% da soma dos valores individuais dos limites acima indicados para dois, três ou quatro elementos em questão.

^(h) Fixadores fabricados de matéria prima fosfatizada devem ser desfosfatizados antes do tratamento térmico; a ausência de uma camada branca enriquecida de fósforo deve ser detectada por um método adequado.

⁽ⁱ⁾ Cuidado é recomendado quando é considerado o uso da classe de resistência 12.9/12.9. A capacidade do fabricante do parafuso, as condições de serviço e o método de aperto devem ser considerados. O meio ambiente pode causar trincas por corrosão sob tensão de parafusos conforme processado, bem como nos revestidos.

Fonte: Autor "adaptado de" International Organization for Standardization, 2013a, p. 8

Tabela 2 - Propriedades físicas e mecânicas especificadas para parafusos

No.	Propriedades físicas ou mecânicas		Classes de resistências							Conclusão	
			4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.8	9.8	10.9	12.9/ 12.9
								d ≤ 16 mm ^(a)	d > 16 mm ^(b)	d ≤ 16 mm	
15	Altura da zona não descarbonetada da rosca, E, mm	min.			-			1/2 H ₁		2/3 H ₁	3/4 H ₁
	Profundidade de descarbonetação total na rosca, G, mm	max.			-				0,015		
16	Redução da dureza após re-revenimento, HV	max.			-				20		
17	Torque de ruptura, M _B , Nm	min.			-			de acordo com ISO898-7			
18	Resistência ao impacto, K _v ^(i,j) , J	min.	-		27	-	27	27	27	27	^(k)
19	Integridade superficial de acordo com					ISO 6157-1 ^(l)				ISO 6157-3	

^(a) Valores não se aplicam para parafusos estruturais.

^(b) Para parafusos estruturais d≥M12.

^(c) Valores nominais são especificados somente para o sistema de identificação de classes de resistência.

^(d) Nos casos onde o limite de escoamento inferior, R_{eL}, não pode ser determinado, é possível medir a tensão a 0,2% de deformação permanente R_{p0,2}.

^(e) Para classe de resistência 4.8, 5.8, e 6.8 os valores para R_{pf} min estão sob estudo. Os valores atuais publicados nesta parte da ISO 898 são dados somente para cálculo da relação da carga de prova. Eles não são valores de ensaio.

^(f) As cargas de teste estão especificadas na norma ISO 898-1:2009 tabelas 5 e 7.

^(g) Dureza máxima determinada no parafuso deve ser de 250 HV, 238 HB ou 99,5 HRB.

^(h) Dureza superficial não poderá ultrapassar 30 pontos Vickers da dureza de núcleo medida no respectivo produto quando ambos os valores de dureza são determinados em HV 0,3.

⁽ⁱ⁾ Valores determinados em uma temperatura de teste de -20°C.

^(j) Aplicado para d ≥ 16 mm.

^(k) Valores para K_v estão sob estudo.

^(l) Em vez de ISO 6157-1, ISO 6157-3 pode ser acordado entre o fabricante e o comprador.

Fonte: Autor “adaptado de” International Organization for Standardization, 2013a, p. 9

Por último, mas não menos importante, existem também as normas que especificam os tratamentos superficiais de parafusos. Cada vez mais presentes em aplicações industriais, estes tratamentos superficiais em parafusos devem garantir proteção contra corrosão com o mínimo possível de espessura de camada e, ainda, assegurar um coeficiente de atrito dentro de um limite controlado e de baixa dispersão, independentemente do tipo de superfície de contato. Este tema será abordado com mais detalhes posteriormente (COLENCI, 1992; FERREIRA, 2014).

2.1.1.3 Porca

É um elemento com rosca interna, utilizado sempre em conjunto com uma peça de rosca externa e com funções similares às do parafuso. Apesar disso, a porca ainda apresenta singularidades importantes em relação às já apresentadas no capítulo anterior e que devem ser abordadas. Uma junta utilizando uma porca e um parafuso de mesma classe de resistência, por exemplo, deve sempre apresentar a falha no parafuso, visto que a área da seção transversal e as características normalizadas da porca são projetadas com essa finalidade. Na figura 11 são detalhadas as principais partes de uma porca, comumente normalizadas, onde (BICKFORD, 2008; INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2012):

M: comprimento da porca

h_f : espessura da flange da porca

D_f : diâmetro da flange da porca

D_{sw} : chave sextavada da porca

Figura 11 - Porca e suas principais partes

Fonte: Autor, 2018.

Além das características geométricas, também existem as normas que especificam as composições químicas da matéria-prima utilizada na fabricação da porca e as propriedades mecânicas desejadas. Como o aço é a matéria-prima mais utilizada na fabricação de porcas, a norma ISO 898-2 é normalmente a referência para estas especificações. Portanto, nas tabelas 3 e 4 são apresentadas faixas de

composições químicas e propriedades mecânicas aceitas pela norma ISO 898-2. Como fica claro nas tabelas, a identificação da classe de resistência da porca, diferentemente do parafuso, é feita apenas por um número (INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION, 2012; FERREIRA, 2014).

Tabela 3 - Composição química nominal especificada para porcas em aço carbono

Classe de resistência		Composição química (% em massa)			
		C max.	Mn min.	P max.	S max.
6	-	0,50	-	0,110	0,150
8	04 ⁽¹⁾	0,58	0,25	0,060	0,150
10 ⁽²⁾	05 ⁽²⁾	0,58	0,30	0,048	0,058
12 ⁽²⁾	-	0,58	0,45	0,048	0,058

⁽¹⁾ Porcas desta classe de resistência podem ser fabricadas com aço de usinagem fácil, salvo acordo contrário entre o fornecedor e comprador. São permitidas as seguintes porcentagens: 0,34%S, 0,11%P e 0,35%Pb

⁽²⁾ Elementos de liga podem ser adicionados, se necessário, afim de se obter as propriedades mecânicas da porca.

Fonte: Autor “adaptado de” International Organization for Standardization, 2012, p. 5

Tabela 4 – Propriedades mecânicas especificadas para porca

Diâmetro nominal da rosca	Classe de resistência												
	04				05				5				
	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	
d(mm)													
8 ≤ d ≤ 16	380	188	NQT ⁽¹⁾	Fina	500	272	QT ⁽²⁾	Fina	690	175-302	NQT ⁽¹⁾	1	
16 ≤ d ≤ 39		302				353			720	190-302			
Diâmetro nominal da rosca	Classe de resistência												
	6				8								
	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	
d(mm)													
8 ≤ d ≤ 10	770	188-302	NQT ⁽¹⁾	1	955	250-353	QT ⁽²⁾	1	890	195-302	NQT ⁽¹⁾	1	
10 ≤ d ≤ 16	780				1030	295-353			-	-			-
16 ≤ d ≤ 33	870												
33 ≤ d ≤ 39	930	1090											
Diâmetro nominal da rosca	Classe de resistência												
	10				12								
	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	Tensão de teste, Sp, N/mm²	Dureza Vickers, HV	Estado	Tipo	
d(mm)													
8 ≤ d ≤ 10	1100	295-353	QT ⁽²⁾	1	1055	250-353	QT ⁽²⁾	2	1200	295-353	QT ⁽²⁾	2	
10 ≤ d ≤ 16	1100					-			-	-			-
16 ≤ d ≤ 39	-												

NOTA: As durezas mínimas são mandatórias somente para porcas temperadas e revenidas e que não pode ser realizado teste de carga. Para todas as outras, as durezas mínimas não são mandatórias, mas servem como valores de referência. Para porcas que não são temperadas e revenidas, e que satisfaça o teste de carga, a dureza mínima não deve ser causa de rejeição.

⁽¹⁾ NQT: Não temperada e revenida.

⁽²⁾ QT: Temperada e revenida.

⁽³⁾ Porcas com diâmetro nominal de rosca d > 16 mm podem ser temperadas e revenidas a critério do fabricante.

Fonte: Autor “adaptado de” International Organization for Standardization, 2012, p. 6

Assim como nos parafusos, o tratamento superficial também pode ser aplicável no caso das porcas. Dessa maneira, existem as normas para especificação dos atributos desejados, como resistência a corrosão e espessura de camada. Os principais processos de aplicação do tratamento superficial são os mesmos dos parafusos e, normalmente, as normas utilizadas também, embora os testes de controle de desempenho do acabamento sejam muito mais exigidos em parafusos (FERREIRA, 2014).

2.1.1.4 Tratamentos superficiais

Os tratamentos superficiais em elementos de fixação são utilizados de forma constante na indústria para qualquer que seja a aplicação. Sua principal função é aumentar a resistência a corrosão, visto que elementos de fixação são comumente fabricados de aço, material muito suscetível a esse modo de falha (FERREIRA, 2014).

Para acompanhar o desenvolvimento tecnológico da indústria e suas especificações cada vez mais rigorosas, muitos avanços foram feitos nos tratamentos superficiais. Atualmente, este deve garantir não apenas resistência a corrosão, como também coeficiente de atrito estável em diferentes tipos de superfície de contato, baixa espessura de camada, sem excesso em regiões internas e sem risco de fragilização por hidrogênio (LIMA, 2009).

Na indústria automotiva, entre os tratamentos mais utilizados estão o eletrolítico, o organometálico e a eletrodeposição catódica (KTL), os quais serão comentados a seguir. Para definir o mais adequado, é necessária uma análise caso a caso da aplicação do elemento de fixação, seguindo apenas a orientação de que o tratamento organometálico é impreterível para produtos com resistência mecânica acima de 1000 MPa, visto que este elimina o risco da fragilização por hidrogênio (DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG, 2009).

O tratamento eletrolítico é o processo em que metais são revestidos por outros metais mais nobres, por meio de uma eletrodeposição. Este processo pode ser realizado sem dificuldades em parafusos de aço carbono ou aço liga com classe de resistência de até 10.9. Peças com dureza superiores à 30HRC ou resistência mecânica 1000 MPa, podem apresentar um problema conhecido como fragilização por hidrogênio, uma adversidade que causa grande diminuição da ductilidade, levando

peças à ruptura mesmo sob baixas tensões. Uma superfície limpa e isenta de impurezas é fundamental para a qualidade deste tratamento superficial e, portanto, é realizada uma etapa de pré-tratamento, onde as seguintes etapas são executadas: desengraxe químico, decapagem, desengraxe por ultrassom e desengraxe eletrolítico. Os produtos mais comuns aplicados por este processo são Zinco e Zinco-Níquel, os quais normalmente recebem um pós-tratamento de passivação e ou selante, conforme mostrado na figura 12 (LIMA, 2009; FERREIRA, 2014).

Figura 12 - Camadas do tratamento eletrolítico com pós-tratamento

Fonte: Autor, 2018

O tratamento organometálico é um processo de acabamento que tem como base flocos lamelares de Zinco e Alumínio em solução aquosa e é isento de cromo hexavalente, trivalente, entre outros metais tóxicos e, portanto, não oferece risco ao meio ambiente. A mistura para a aplicação é termicamente ativada, curada e seca, adquirindo o aspecto de camadas, conforme exibido na figura 13. Ademais, este processo pode ser aplicado em peças de qualquer classe de resistência, visto que há ausência completa de fragilização por hidrogênio. Assim como no tratamento eletrolítico, para garantir uma boa aderência do organometálico no metal base, é necessário a realização de um pré-tratamento, o qual passa pelas seguintes etapas: desengraxe, jateamento e fosfatização. Este tratamento superficial oferece um bom controle de coeficiente de atrito e excelente resistência à corrosão e, comumente, recebem uma camada de pós-tratamento de selante (LIMA, 2009; FERREIRA, 2014).

Figura 13 - Detalhe ampliado da estrutura da camada do tratamento superficial organometálico

Fonte: Autor, 2018

O tratamento de eletrodeposição catódica, mais conhecido como KTL (do alemão, *Kathodische Tauchlackierung*), é um dos primeiros métodos de pintura já desenvolvidos e é amplamente utilizado na indústria automobilística. O processo de pré-tratamento engloba as etapas de desengraxe, decapagem, enxague e fosfatização, e garante uma melhor aderência da tinta. Após o processo de pintura, as peças passam por um enxague em água de alta pureza e, em seguida, por uma estufa para ocorrer o processo de cura. Este tratamento tem como principal característica o aumento da resistência a corrosão, proporcionando um excelente acabamento estético e atingindo áreas de difícil acesso. Além disso, não são usados solventes ou metais pesados, o que o torna uma tecnologia sem impacto ambiental (LIMA, 2009; FERREIRA, 2014).

2.1.2 Força de união

Ao rosquear um parafuso em uma junta aparafusada, se está aplicando um torque ou momento torsor neste, visando gerar a força de união. De acordo com o esquema apresentado na figura 14, à medida que o ângulo de rotação aumenta, o parafuso é tracionado e, como reação, as contra peças são comprimidas (BICKFORD, 2008).

Figura 14 - Detalhe de um aparafusamento em uma junta

Fonte: Autor, 2018.

Graficamente, a figura 15, ilustra estes esforços de tração e compressão nos componentes, parafuso e contra peças, respectivamente, de acordo com a rigidez e cada um deles (YASSUDA, 2006; BICKFORD, 2008).

Figura 15 - Diagrama de tração e compressão em uma junta aparafusada

Fonte: Autor "adaptado de" Yassuda, 2006, p. 37

A força de união resultante em uma junta, após aplicação de um torque pré-determinado, é dada pela equação 1 (BICKFORD, 2008; BUDYNAS; NISBETT, 2011).

$$F_u = \frac{T_A}{d.k} \quad (1)$$

Sendo F_u a força de união, T_A o torque total e k o fator de torque. Este último é uma constante normalmente tabelada, porém não muito simples de se obter, devido à sua dependência dos coeficientes de atrito atuantes nas superfícies de contato entre elementos de fixação e as contra peças, durante o aparafusamento. Esta relação torque e força será tratada com maior nível de detalhes posteriormente.

Controlar a força de união durante o processo de aperto do fixador em uma linha de produção não é uma tarefa simples. Na grande maioria dos casos, o controle não é realizado diretamente devido à complexidade do sistema que seria necessário. Sendo assim, em geral, utiliza-se um método indireto para controle da força de união, o qual é feito através da medição do torque aplicado. Este é um processo de simples implementação e baixo custo, pois o torque é uma grandeza que pode ser medida facilmente na ferramenta de aperto. Por outro lado, é considerado um método de baixa precisão, devido ao torque estar diretamente relacionado ao coeficiente de atrito, conforme comentado anteriormente. Este e outros métodos de aperto serão abordados mais à frente (MUNIZ, 2007).

2.1.3 Rigidez da junta

Durante o regime elástico, pode-se dizer que o parafuso e os elementos da junta são, de fato, molas rígidas, pois são capazes de armazenar energia potencial e gerar força de união. Devido a este fato, para uma definição precisa da força de união necessária em uma junta aparafusada, é imprescindível conhecer a rigidez dos elementos de fixação e dos membros da junta. Ambas serão abordadas separadamente nos capítulos que seguem, considerando o regime elástico e uma junta com um único parafuso, no centro das contra peças (MOTOSH, 1976; PIZZIO, 2005).

2.1.3.1 Modelo para elemento de fixação

Iniciando pelos elementos de fixação, precisa-se definir, primeiramente, qual o comprimento sob tensão do mesmo quando montado em uma junta. Segundo Bickford (2008), a tensão é máxima nas faces internas de assentamento do parafuso e da porca, e esta tensão é zero nas faces externas opostas dos respectivos elementos.

Assumindo um decréscimo uniforme de tensão da parte interna para a parte externa, tem-se o diagrama de níveis de tensão apresentado na figura 16 (A). Na figura 16 (B) é apresentada uma configuração estimada, utilizada para os cálculos, onde L_E é o comprimento total estimado do parafuso sob tensão, dado pela equação 2. Os comprimentos estimados de cada seção (corpo e rosca) são expressados pelas equações 3 e 4 (BICKFORD, 2008).

Figura 16 - Diagrama de níveis de tensão para (A) configuração real e (B) configuração estimada utilizada para cálculos

Fonte: Autor “adaptado de” Bickford, 2008, p. 89

$$L_E = \frac{h_b}{2} + L_s + L_T + \frac{M}{2} \quad (2)$$

$$L_C = L_s + \frac{h_b}{2} \quad (3)$$

$$L_R = L_T + \frac{M}{2} \quad (4)$$

Sendo L_E o comprimento total estimado do parafuso sob tensão, L_s o comprimento teórico do corpo não roscado do parafuso sob tensão, L_T o comprimento teórico do

corpo roscado do parafuso sob tensão, L_C o comprimento estimado do corpo não roscado do parafuso sob tensão e L_R o comprimento estimado do corpo roscado do parafuso sob tensão.

Posto isso, considerando o regime elástico, a partir da lei de Hooke, a variação do comprimento de cada seção será dada conforme as equações 5 e 6, sendo que a variação total do comprimento do parafuso, equação 7, é a somatória das duas (BICKFORD, 2008).

$$\Delta L_C = \frac{F_{tr} \cdot L_C}{E_b \cdot A_C} \quad (5)$$

$$\Delta L_R = \frac{F_{tr} \cdot L_R}{E_b \cdot A_R} \quad (6)$$

$$\Delta L = \Delta L_C + \Delta L_R \quad (7)$$

Onde: ΔL é a variação total do comprimento do parafuso, ΔL_C é variação do comprimento do corpo não roscado do parafuso, ΔL_R é a variação do comprimento do corpo roscado do parafuso; F_{tr} é a força de tração no parafuso, E_b é o módulo de elasticidade do material, A_C é a área da seção transversal do corpo não roscado do parafuso e A_R é a área da seção transversal do corpo roscado do parafuso.

Assim, chega-se na constante elástica ou rigidez de cada seção do parafuso, as quais são dadas pelas equações 8 e 9. Considerando que as seções estão ligadas em série, a equação 10 define a rigidez equivalente do corpo do parafuso sob tensão (BICKFORD, 2008).

$$K_C = \frac{F_{tr}}{\Delta L_C} \quad (8)$$

$$K_R = \frac{F_{tr}}{\Delta L_R} \quad (9)$$

$$\frac{1}{K_B} = \frac{1}{K_C} + \frac{1}{K_R} \quad (10)$$

Onde: K_B é a rigidez equivalente do parafuso, K_C é a rigidez do corpo não roscado do parafuso, K_R é a rigidez do corpo roscado do parafuso.

Por fim, substituindo a equação 5 em 8 e a equação 6 em 9, pode-se reescrever estas nas equações 11 e 12 (BICKFORD, 2008).

$$K_C = \frac{E_b \cdot A_C}{L_C} \quad (11)$$

$$K_R = \frac{E_b \cdot A_R}{L_R} \quad (12)$$

2.1.3.2 Modelos para membros da junta

Os elementos da junta também podem ser tratados como molas em série para cálculo de suas rigidezes, com a diferença de que as cargas suportadas são de compressão. As equações básicas são as mesmas apresentadas para o parafuso. A dificuldade aqui é definir a região dos membros da junta afetada pela tensão de compressão, já que esta não é uniforme, como pode-se ver no exemplo da figura 17 (ALKATAN et al, 2007).

Figura 17 - Exemplo da distribuição de tensão não-uniforme nos membros da junta

Fonte: Autor "adaptado de" Bickford, 2008, p.54

Foram desenvolvidas diversas técnicas de aproximação para cálculo da rigidez dos membros da junta. Rötischer (1927 apud BUDYNAS; NISBETT, 2011) assumiu que os materiais dos membros da junta afetados pelo aperto poderiam ser envolvidos por dois cones de pressão, conforme apresentado na figura 18. A rigidez de cada membro neste método é dada pela equação 13.

Figura 18 - Modelo dos cones de pressão de Rötischer

Fonte: Autor, 2018

$$K_J = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi \cdot E_J \cdot d_h \cdot \tan \varphi}{\ln \frac{(2 \cdot t \cdot \tan \varphi + d_w - d_h) \cdot (d_w + d_h)}{(2 \cdot t \cdot \tan \varphi + d_w + d_h) \cdot (d_w - d_h)}} \quad (13)$$

Sendo K_J é a rigidez da contra peça, E_J o módulo de elasticidade do material da contra peça, t o comprimento da contra peça, φ o ângulo do cone de pressão, d_w o diâmetro maior de contato da cabeça do parafuso com a contra peça e d_h o diâmetro menor de contato da cabeça do parafuso com a contra peça.

Em Ito, Toyoda e Nagata (1979), foi apresentada uma tabela com os ângulos de cone estimados através de uma combinação dos ensaios realizados em seu trabalho e a aplicação do método proposto por Röttscher (1927). Nesta tabela é possível definir o ângulo do cone de acordo com o material e a espessura dos membros da junta, como mostrado na tabela 5.

Tabela 5 - Ângulos do cone de pressão

t (mm)	Ângulo do cone - φ (°)		
	Material		
	S45C	BsBM1	AIB1
8	55	73	73
16	36	59	59
24	30	47	47
32	24	39	39

Fonte: Autor “adaptado de” Ito, Toyoda e Nagata, 1979, p. 335

Budynas e Nisbett (2011) também utilizam como referência o método de Röttscher, porém, ao invés de ângulos variáveis, eles se baseiam em alguns trabalhos (LITTLE, 1967 e OSGOOD, 1979) para utilizar um ângulo fixo de 30°. Pizzio (2005), Ferreira (2014) e Silva (2016) são outros autores que utilizaram este método de ângulo fixo de 30°. Substituindo o ângulo na equação 13, tem-se como resultado a equação 14.

$$K_J = \frac{F}{\delta} = \frac{0,577 \cdot \pi \cdot E_J \cdot d_h}{\ln \cdot \frac{(1,155 \cdot t + d_w - d_h) \cdot (d_w + d_h)}{(1,155 \cdot t + d_w + d_h) \cdot (d_w - d_h)}} \quad (14)$$

Em Bickford (2014), é citado o método do cilindro equivalente, que foi proposto por Meyer e Strelow (1972). Neste método, a rigidez dos membros da junta é determinada pela equação 15.

$$K_J = \frac{E_J \cdot A_{Ceq}}{t} \quad (15)$$

Onde: A_{Ceq} é a área da seção transversal do cilindro equivalente.

Para o cálculo de A_{Ceq} tem-se as equações 16, 17 e 18, das quais cada uma possui uma condição pré-determinada para uso. A figura 19 representa as três condições usadas para o cálculo.

Figura 19 - Representação das condições dos cilindros equivalentes

Fonte: Autor "adaptado de" Bickford, 2014, p. 97

Se $d_w \geq D_J$

$$A_{Ceq} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_J^2 - d_h^2) \quad (16)$$

Se $d_w < D_J \leq 3 \cdot d_w$ e $L_{Ceq} \leq 8 \cdot d$

$$A_{Ceq} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_h^2) + \frac{\pi}{10} \cdot \left(\frac{D_J}{d_w} - 1 \right) \cdot \left(\frac{d_w \cdot L_{Ceq}}{5} + \frac{L_{Ceq}^2}{100} \right) \quad (17)$$

Se $D_J > 3 \cdot d_w$ e $L_{Ceq} \leq 8 \cdot d$

$$A_{Ceq} = \frac{\pi}{4} \cdot \left[\left(d_w + \frac{L_{Ceq}}{10} \right)^2 - d_h^2 \right] \quad (18)$$

Estes são alguns dos principais métodos teóricos para determinação da rigidez dos membros da junta. Todos eles, porém, levam algumas limitações, como: o comportamento da junta deve ser linear e completamente elástico; só há um parafuso e este passa no centro dos membros da junta. Em razão disso, Bickford (2014) diz que caso estes modelos não deem aproximações suficientemente boas, tem-se que determinar a rigidez experimentalmente.

2.1.4 Distribuição de energia

Um parafuso montado em uma junta aparafusada está sujeito a um estado duplo de tensões: tração e torção. Isso porque, além do alongamento ao qual o parafuso é submetido, o que efetivamente produz a força de união, tem-se como resultado componentes de atrito durante o processo de montagem, criando uma resistência contrária ao movimento de rotação do parafuso ou porca e, assim, provocando as tensões de torção (BICKFORD, 2008; FERREIRA, 2014).

São duas estas componentes de atrito que se manifestam durante o processo de montagem do parafuso na junta: coeficiente de atrito de cabeça e coeficiente de atrito de rosca. O primeiro é decorrente do contato entre a superfície de assentamento da cabeça do parafuso ou da porca com a superfície da contra peça. O segundo aparece devido ao contato entre os flancos dos filetes de rosca do parafuso e os da porca. Estas componentes são responsáveis pelo consumo de aproximadamente 90% do torque utilizado no aperto dos elementos de fixação, conforme figura 20 (BICKFORD, 2008; HWANG, 2013; FERREIRA, 2014).

Figura 20 - Diagrama de distribuição do torque aplicado

Fonte: Autor “adaptado de” Lima, 2009, p. 59

Assim, como apresentado na equação 19, o torque total aplicado é igual a somatória de cada uma das componentes. Expandindo o termo “k” na equação 1, tem-se de forma isolada as componentes de torque de atrito de rosca e de cabeça, equações 20 e 21, respectivamente. A equação 22 mostra a parcela transformada em força de união (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2015).

$$T_A = T_p + T_{th} + T_b = T_R + T_b \quad (19)$$

$$T_{th} = \frac{\mu_{th} \cdot d_2}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot 2} \cdot F_u \quad (20)$$

$$T_b = \frac{D_{km} \cdot \mu_b}{2 \cdot \cos\beta} \cdot F_u \quad (21)$$

$$T_p = \frac{p}{2\pi} \cdot F_u \quad (22)$$

Sendo T_p o torque transformado em força de união, T_{th} torque de atrito na superfície de contato da rosca, T_b torque de atrito na superfície de assentamento da cabeça, μ_{th}

o coeficiente de atrito dinâmico na superfície de contato da rosca, μ_b o coeficiente de atrito dinâmico na superfície de assentamento da cabeça, β o ângulo formado entre a superfície de assentamento da cabeça e uma linha de referência perpendicular ao eixo do parafuso e D_{km} o diâmetro efetivo de assentamento. T_R é o torque na rosca, em outras palavras, a soma do torque de atrito de rosca e do torque transformado em força de união, representado por $T_R = T_p + T_{th}$.

Para um correto dimensionamento da força de união, portanto, deve-se levar em consideração estes efeitos causados pelos atritos. Segundo a norma VDI 2230, é possível determinar a força de união através da equação 23, a qual foi simplificada considerando uma rosca métrica e um ângulo de assentamento igual a 0 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2015).

$$F_u = \frac{T_A}{(0,159.p + 0,578.d_2.\mu_{th} + \frac{D_{km}}{2}.\mu_b)} \quad (23)$$

As componentes de atrito destas equações são baseadas no modelo de Coulomb de atrito seco, que será visto mais à frente no trabalho. Através dela fica evidente que, a força de união é inversamente proporcional aos coeficientes de atrito, ou seja, para um mesmo torque, quanto maior o coeficiente de atrito, menor a força de união.

É possível calcular também o rendimento do aperto, o qual é utilizado para avaliar as condições do aparafusamento. O rendimento é a razão entre a tensão de tração e a tensão combinada no corpo do parafuso e, em sua forma mínima, é dado pela equação 24 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2015).

$$\eta = \frac{1}{\sqrt{1 + 3 \cdot \left(\frac{4}{1 + \frac{d_3}{d_2}} \cdot \left(\frac{p}{\pi \cdot d_2} + 1,155 \cdot \mu_{th} \right) \right)^2}} \quad (24)$$

Como mencionado, equações apresentadas para a relação torque total e força de união e cálculo do D_{KM} foram retiradas da norma VDI-2230 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2015). Outras formas ainda serão apresentadas posteriormente.

2.1.5 Métodos de aperto

Foi dito que o principal objetivo dos elementos de fixação é a geração da força de união. Para projetá-la de forma adequada depende-se de fatores como rigidez dos membros da junta, rigidez do parafuso e solicitações externas. Valores muito altos podem colocar o conjunto em uma condição extrema de tensão, ocasionando uma falha prematura, seja no parafuso ou nos membros da junta. Valores muito baixos podem permitir falhas por fadiga, separação dos membros da junta, entre outros (GARCIA, 2007).

Posto isto, o atingimento desta força de união na prática, durante o aparafusamento de uma junta, é um processo vital. Porém, como explicado em capítulos anteriores, o controle direto da força em linhas de produção é, de fato, complexo e caro e, portanto, pouquíssimo utilizado. Os métodos utilizados na grande maioria das aplicações nas indústrias são aparafusamentos com controle do torque total aplicado no parafuso, conhecido como aperto por torque simples ou seco e aparafusamentos com controle do ângulo de giro, conhecido como aperto por torque-ângulo. Conforme visto na equação 23, se bem definidos e controlados os coeficientes de atrito, o controle do torque se torna uma forma eficiente de garantir a força de união, mesmo que indiretamente (GARCIA, 2007).

Começando com o aperto por torque simples, este é o método mais comum e utilizado em aplicações gerais. Basicamente, são definidos o torque alvo e seus limites de tolerância, a velocidade de aperto, o equipamento a ser utilizado, neste caso podendo ser desde um torquímetro até uma apertadeira eletrônica e, por fim, a montagem. A dispersão do torque final atingido é baixa, porém a dispersão da força de união é alta, já que esta depende do coeficiente de atrito. Por este motivo, o processo não é indicado em juntas de função crítica e o aperto é realizado na região elástica da junta, conforme mostrado na figura 21 (FUKUOKA; TAKAKI, 1998; FERREIRA, 2014).

Figura 21 - Curvas de torque e força versus ângulo, indicando através das setas pretas um aperto por torque simples de 50Nm, gerando 25kN de força

Fonte: Autor, 2018

No aperto por torque-ângulo, tem-se um método mais preciso na obtenção da força de união, isso devido ao fato deste controle do ângulo de giro. Define-se um pré-torque, acima da zona de acomodação da junta aparafusada, e um incremento de ângulo de giro, relativo ao ponto atingido no pré-torque. Dessa forma, existe um controle da deformação do parafuso, o que elimina a dependência do coeficiente de atrito. Este processo é indicado para aplicações críticas e o equipamento utilizado no aparafusamento deve apresentar leitura de torque e ângulo. O aperto normalmente é realizado acima do limite de escoamento, na região elasto-plástica, conforme exibido na figura 22 (FUKUOKA; TAKAKI, 2004; FERREIRA, 2014).

Figura 22 - Curvas de torque e força versus ângulo, indicando através das setas pretas um aperto de 30Nm acrescido de um ângulo de 90°, gerando 44kN de força e 85Nm de torque resultante

Fonte: Autor, 2018

2.2 ATRITO

Atrito pode ser definido como a resistência ao movimento durante o deslizamento ou o rolamento que acontece quando um corpo sólido se move tangencialmente sobre outro com o qual está em contato. Portanto, atrito não é uma propriedade material e, sim, uma resposta do sistema (BHUSHAN, 2013).

Devido a esta resistência, surge uma força tangencial atuando em direção oposta ao movimento, conhecida como força de atrito. A força de atrito ainda pode ser dividida em dois tipos: estática e dinâmica. A primeira é a força tangencial necessária para iniciar o movimento e a segunda é a força necessária para manter o movimento relativo entre os corpos. A força de atrito dinâmica é sempre menor ou igual a força de atrito estática (OLSSON et al., 1998; BHUSHAN, 2013).

O atrito produz perda de energia e desgaste das superfícies em contato, mas nem sempre o objetivo da aplicação é minimizá-lo. Em sistemas de freio e embreagem ou até mesmo na simples ação de caminhar, por exemplo, o atrito é uma característica desejada. Por outro lado, em aplicações como rolamentos e pistões, o atrito deve ser o menor possível (NASSAR et al, 2005; FERREIRA, 2014).

Em seguida, devem ser mencionadas as principais regras sobre a força de atrito para deslizamento seco:

- a) a força de atrito (F_A) é diretamente proporcional a carga normal (N), de acordo com a equação 25 (Amontons, 1699 apud BHUSHAN, 2013);

$$F_A = \mu_c \cdot N \quad (25)$$

- b) a força de atrito, ou o coeficiente de atrito, independe da área de contato aparente entre os corpos na interface (Amontons, 1699 apud BHUSHAN, 2013);
- c) a força de atrito dinâmico, ou o coeficiente de atrito dinâmico, independe da velocidade de deslizamento, uma vez que o movimento relativo entre os corpos em contato tenha iniciado (Coulomb, 1785 apud BHUSHAN, 2013).

Estas regras sobre força de atrito são inteiramente empíricas e, em alguns casos, podem não ser seguidas. Sobretudo a terceira, onde em diversos casos observam-se pequenas variações do coeficiente de atrito dinâmico para o aumento da velocidade. Ademais, uma combinação de alta velocidade e alta pressão, causada pela força normal, pode aumentar significativamente a temperatura na superfície de contato, resultando em uma redução da resistência do material (BHUSHAN, 2013).

No processo de aparafusamento em uma junta, conforme visto, identificam-se dois pontos onde o sistema responde em forma de atrito: no contato do flanco da rosca interna e externa e no contato da superfície de assentamento da cabeça com a contra peça. As equações desenvolvidas até então, para ambos os pontos, se basearam no modelo de força de atrito para deslizamento seco, conforme equação 25 apresentada.

Desde Amontons (1699), inúmeros modelos já foram elaborados para representar o atrito, cada qual com seu método, abordando diferentes aspectos da força de atrito. Neste trabalho serão abordados dois modelos clássicos de atrito, Coulomb e o efeito Stribeck, e um estudo experimental da influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito, realizado por Nassar et al (2007).

2.2.1 Modelo de Coulomb

O primeiro modelo proposto por Coulomb, em 1785, leva em consideração apenas o atrito seco (f_c), conforme mostrado na equação 25. Posteriormente, percebeu-se a necessidade de acrescentar uma componente dependente da

velocidade relativa e, assim, foi acrescentada uma componente de atrito viscoso (f_v), a qual é proporcional a velocidade relativa (v_r). Por fim, inserindo-se no modelo a componente de atrito estático (f_s), a força de atrito passou a ser descrita no repouso, conforme equação 26. Para velocidade relativa igual a zero, a força de atrito é uma função da força externa (F_e), a qual aumenta até o momento em que ultrapassa a força de atrito estático, iniciando, então, o movimento (OLSSON et al., 1998; ZEILMANN et al., 2010).

$$F_A = \begin{cases} -F_e & \text{se } v_r = 0 \text{ e } |F_e| \leq f_s \\ -f_c \text{sign}(v_r) - f_v \cdot v_r & \text{se } v_r \neq 0 \end{cases} \quad (26)$$

Na figura 23 é apresentado graficamente a forma característica do modelo de Coulomb em um sistema mecânico genérico.

Figura 23 - Gráfico de força versus velocidade relativa de um sistema genérico para o modelo de atrito de Coulomb

Fonte: Autor, 2018

2.2.2 Efeito Stribeck

O modelo que descreve o efeito de Stribeck propõe que, logo após o início do movimento, para velocidades baixas, o atrito diminui com o aumento da velocidade. Foi observado que a força de atrito não diminui descontinuamente, mas, sim, como

uma função da velocidade. Sendo assim, este efeito, chamado de atrito de Stribeck, foi acrescentado ao modelo de Coulomb e é apresentado na equação 27 (OLSSON et al., 1998; ZEILMANN et al., 2010).

$$F_A = \begin{cases} -F_c & \text{se } v_r = 0 \\ -f_v \cdot v_r - \left[f_c + (f_s - f_c) \cdot e^{-\left(\frac{v_r}{\theta_{st}}\right)^a} \right] \text{sign}(v_r) & \text{se } v_r \neq 0 \end{cases} \quad (27)$$

Sendo θ_{st} a velocidade limite de Stribeck e a um fator dependente da geometria da aplicação.

Na figura 24 é apresentado graficamente a forma característica do modelo do efeito de Stribeck em um sistema mecânico genérico.

Figura 24 - Gráfico de força versus velocidade relativa de um sistema genérico para o modelo de atrito do efeito Stribeck

Fonte: Autor, 2018

2.2.3 Influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito

Em Nassar et al (2007) foi apresentado um estudo experimental da influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito de parafusos com e sem tratamento

superficial. Foram realizados ensaios de torque e tensão em parafusos M12-1,75, classe de resistência 8.8. O equipamento utilizado no estudo é exibido na figura 25.

Figura 25 - Equipamento de torque e tensão utilizado em Nassar et al (2007)

Fonte: Autor "adaptado de" Nassar et al, 2007, p. 427

Os resultados dos ensaios mostraram que para um aumento da velocidade de aperto de 10 rpm para 150 rpm, os valores de coeficiente de atrito de rosca, na média, sofreram um aumento de 5%, enquanto os valores de coeficiente de atrito na cabeça reduziram 16%. Para chegar nestes valores foram incluídos dados de parafusos com e sem tratamento superficial (NASSAR et al, 2007).

Quando analisam-se apenas os resultados de parafusos com tratamento superficial e pós-processamento (neste caso, lubrificação), ao aumentar a velocidade, é possível encontrar uma redução de 25% no coeficiente de atrito na cabeça e até 40% no coeficiente de atrito de rosca (NASSAR et al, 2007).

2.3 FENÔMENO STICK-SLIP

Um fenômeno indesejado que pode surgir durante o aparafusamento de um parafuso em uma junta e dificultar na obtenção de uma força de união adequada é o *stick-slip* (agarrar-deslizar), mostrado na figura 26. Não exclusivo de processos de aperto de fixadores, este fenômeno é um tipo de vibração que pode surgir durante o movimento relativo entre dois corpos em contato, causando variações abruptas na velocidade e força aplicada e ruídos característicos audíveis. O mecanismo do *stick-slip* pode ser dividido em duas fases principais: fase *stick* e fase *slip*. Na fase *stick*, a

velocidade relativa entre os corpos mantém-se muito baixa ou até nula e o atrito estático passa a reger o sistema. Tentando manter o sistema em movimento, a força aplicada começa a aumentar até que seja suficiente para vencer a força de atrito estático, momento quando começa a fase *slip* (BHUSHAN, 2013).

Figura 26 - Representação gráfica das fases do *stick-slip*

Fonte: Autor "adaptado de" Bhushan, 2013, p. 228

Este fenômeno está presente nas mais diversas aplicações mecânicas, desde sistemas de frenagem até colunas de perfuração de poço de petróleo, e, ainda, pode apresentar particularidades que dependem das propriedades tribológicas da aplicação em questão (BHUSHAN, 2013). Por estes motivos, o *stick-slip* é extensamente estudado até os dias de hoje, como relacionado nos trabalhos abaixo:

Singh (1960): Apresenta um estudo teórico e experimental da velocidade crítica do fenômeno *stick-slip* utilizando diferentes parâmetros de massa, constante de rigidez e de amortecimento, em um modelo com esteira, massa, mola e amortecedor.

Yoshizawa e Israelachvili (1993): A partir de um sistema de esteira, massa e mola, apresenta uma investigação das propriedades tribológicas e reológicas de filmes líquidos ultrafinos composto de moléculas de cadeia e compara com os compostos de moléculas esféricas.

Nachane, Hussain e Iyer (1997): Desenvolveu relações teóricas para explicar o comportamento friccional e o fenômeno *stick-slip* em materiais têxteis, através de um sistema de direção, massa, mola e amortecedor.

De Baets et al (2000): Mostra um estudo experimental dos mecanismos que causam o *stick-slip* a partir de uma desaceleração imposta em um modelo composto por esteira, massa e mola.

Denny (2004): Apresentou uma análise do fenômeno *stick-slip* em um sistema de esteira, massa e mola, e estendeu as características observadas para criar um modelo de força de atrito realista e encontrar sua velocidade crítica.

Suetti (2011): Desenvolveu um estudo do fenômeno *stick-slip* em sistemas de freio de automóveis, apresentando um modelo do contato entre pastilha e disco de freio para diferentes transições entre atrito estático e dinâmico.

Mohammed e Rahim (2013): Através de um sistema de esteira, massa, mola e amortecedor, apresentou um estudo das características do *stick-slip*, a partir da variação de coeficiente de atrito, rigidez da mola e coeficiente de amortecimento.

Ferreira (2014): Estudou experimentalmente o surgimento do fenômeno *stick-slip* durante o aperto de fixadores em juntas aparafusadas.

Santos (2015): Apresentou um trabalho de caracterização de diferentes regimes de atrito impostos em um sistema de perfuração de poços de petróleo, representado em uma bancada de testes, a partir de parâmetros medidos no motor.

A maioria dos estudos citados utiliza um sistema conforme apresentado na figura 27 para obtenção do *stick-slip*, onde tem-se um corpo de massa m em contato com uma esteira que se move a uma velocidade V . Este corpo está preso a uma mola e um amortecedor, de constante de rigidez k_m e constante de amortecimento c_a , respectivamente, e seu deslocamento x é medido a partir de uma linha de referência.

Figura 27 - Esquema clássico de ensaios utilizado para obter o *stick-slip*

Fonte: Autor "adaptado de" Bhushan, 2013, p. 229

Segundo explicado em Ferreira (2014), embora já consagrados, estes métodos não são representativos para simular o *stick-slip* no aparafusamento em juntas. A cada incremento de ângulo do fixador durante o aparafusamento, aumenta-se a força de união nas superfícies em atrito, o que não acontece no sistema mostrado na figura 27, onde a massa do corpo é constante. Para uma melhor compreensão, são apresentadas as figuras 28 e 29.

Na figura 28 são apresentadas as curvas de torque versus ângulo, representada pela linha azul, e força versus ângulo, representada pela linha vermelha, características da montagem de um parafuso em uma junta, sem a ocorrência do *stick-slip*. Percebe-se que as curvas crescem de forma contínua, produzindo para cada incremento de ângulo, um aumento uniforme do torque ou força (FERREIRA, 2014).

Na sequência, figura 29, pode-se observar um exemplo das curvas de torque versus ângulo e força versus ângulo mostrando a ocorrência do *stick-slip*. Neste caso, na curva de torque, simbolizada pela linha azul, fica evidente a instabilidade dos valores, sendo que a cada incremento de ângulo não é observado um aumento uniforme do torque. Similarmente, a curva de força, simbolizada pela linha vermelha, também apresenta oscilação, mas em menor proporção. Isso porque, não há como haver um decréscimo da força. Durante a fase *stick*, a força se mantém constante e, ao atingir a fase *slip*, há um aumento da mesma (FERREIRA, 2014).

Figura 28 - Curva de torque e força versus ângulo sem *stick-slip*

Fonte: Autor "adaptado de" Ferreira, 2014, p. 61

Figura 29 - Curva de torque e força versus ângulo com *stick-slip*

Fonte: Autor “adaptado de” Ferreira, 2014, p. 61

Isto posto, três trabalhos encontrados na literatura e que se mostraram mais relevantes para o tema versado neste trabalho serão tratados nos capítulos a seguir, sendo eles: Bhushan (2013), Ferreira (2014) e Santos (2015).

2.3.1 Mecanismos e prevenção

O livro *Introduction to Tribology*, edição de 2013, de Bharat Bhushan, oferece um bom conteúdo para um melhor entendimento dos mecanismos do fenômeno *stick-slip* e sua prevenção.

Entende-se que a forma clássica do *stick-slip* geralmente ocorre a partir de uma diferença muito grande entre o coeficiente de atrito estático e o coeficiente de atrito dinâmico, podendo acontecer de uma maneira repetitiva ou randômica. Para situações de alta velocidade relativa entre as superfícies em contato, onde a curva do gráfico do coeficiente de atrito dinâmico versus a velocidade relativa apresenta uma taxa de variação negativa, comumente podem-se observar oscilações harmônicas (BHUSHAN, 2013).

Ademais, existem diversos métodos criados para minimizar ou evitar o *stick-slip*. Um deles pode ser feito a partir do aumento da inércia dos corpos em deslizamento e o amortecimento do sistema. Outra possibilidade é de selecionar um par de coeficientes de atrito estático e dinâmico, cuja diferença entre os valores seja baixa. Por fim, uma terceira possibilidade é selecionar um coeficiente de atrito

dinâmico que aumente com o aumento da velocidade, o que acaba sendo uma tarefa bastante difícil, já que em altas velocidades, o coeficiente de atrito dinâmico de quase todos os materiais diminui com o aumento da velocidade (BHUSHAN, 2013).

Trazendo estes conhecimentos para a área de aparafusamento em juntas, percebe-se que a forma do *stick-slip* observada para estes casos deve ser harmônica, devido às altas velocidades de aperto utilizadas em linhas de produção na indústria automobilística e a redução do coeficiente de atrito dinâmico que estas causam. Além disso, nota-se a dificuldade na prevenção deste fenômeno, visto que as três possibilidades apresentadas para tal ação não são aplicáveis para o caso de aparafusamento (BHUSHAN, 2013; FERREIRA, 2014).

2.3.2 Experimentos em juntas aparafusadas

No estudo apresentado por Jeferson Ferreira, em 2014, o qual é utilizado como base para este trabalho, foi analisado experimentalmente a ocorrência do *stick-slip* em casos de montagem de parafusos com tratamento superficial organometálico com porcas com tratamento superficial KTL.

Para as condições citadas, foi estabelecido um modelo matemático da velocidade de aperto crítica do sistema para o surgimento do *stick-slip*, conforme equação 28, onde abaixo desta velocidade o sistema não apresenta *stick-slip*.

$$V_{\text{crit}} = \frac{142,2 + 222 \cdot \mu_K}{22,2 \cdot \mu_K - 1} \quad (28)$$

Sendo V_{crit} a velocidade de aperto crítica dada em rpm e μ_K o coeficiente de atrito dinâmico total do parafuso.

Para dimensionar o fenômeno, foi criado um chamado fator *stick-slip*, ou apenas fss, o qual é dado através da equação 29. Foi verificado que o coeficiente de atrito influencia na magnitude deste fator, sendo que quanto maior o coeficiente de atrito, maior o valor de fss.

$$f_{ss} = \frac{2 \cdot \text{Amp}}{f} \quad (29)$$

Sendo Amp a amplitude final do fenômeno *stick-slip* e f a frequência do fenômeno *stick-slip*.

Além disso, foi constatado que a superfície do flanco da porca com o revestimento KTL apresentou um desgaste severo nos casos em que ocorreu o *stick-slip*, conforme exibido na figura 30. Em alguns pontos houve o desprendimento do revestimento e, em outros, o acúmulo do mesmo, de acordo com a figura 31.

Figura 30 - Superfície do flanco da rosca da porca com KTL de ensaio com ocorrência de *stick-slip*, ampliação de 35x

Fonte: Ferreira, 2014

Figura 31 - Análise transversal do flanco de rosca da porca com KTL, através de microscopia óptica laser

Fonte: Autor “adaptado de” Ferreira, 2014, p. 101

2.3.3 Abordagem alternativa

O trabalho apresentado por Adriano Domeny dos Santos, em 2015, desenvolveu um estudo da dinâmica de colunas de perfuração de poço de petróleo sujeitas à ação de *stick-slip* durante o processo de perfuração. Foi apresentado um modelo matemático e o mesmo foi validado através de ensaios experimentais em uma bancada de testes.

Apesar de uma aplicação completamente diferente do tema deste trabalho, o formato do fenômeno *stick-slip* é muito similar. Para a expressão final do torque de atrito foi utilizada uma função senoidal, dependente da velocidade angular da broca e

que incluía os atritos de Coulomb, Stribeck e viscoso, conforme equação 30 (SANTOS, 2015).

$$\tau_f(\dot{\theta}) = \left\{ \tau_C + (\tau_E - \tau_C) \exp\left(\frac{-|\dot{\theta}|}{v_s}\right) + B|\dot{\theta}| \right\} \text{sign}(\dot{\theta}) +$$

$$+ \left\{ A_1 \sin(\omega_1 \theta + \varphi_1) + \sum_{k=2}^3 A_k \exp(-b_k \dot{\theta}) \sin(\omega_k \theta + \varphi_k) \right\} \text{sign}(\dot{\theta}) \quad (30)$$

A abordagem do fenômeno através de uma função senoidal não apenas se mostra compatível com a teoria, como também com as observações em análises experimentais. Ademais, podem-se controlar parâmetros do fenômeno, como amplitude e frequência, de forma muito simples (SANTOS, 2015).

2.4 APARAFUSAMENTO

O processo de aparafusamento consiste no aperto de um parafuso em uma junta aparafusada. Este processo também pode ser realizado apertando-se a porca, ao invés do parafuso. De qualquer forma, a medida que o ângulo de giro aumenta durante o aperto, há um aumento do torque e da força de união (BICKFORD, 2008; FERREIRA, 2014).

Na literatura, diversos trabalhos tratam sobre o aparafusamento, seja buscando a definição de um toque de aperto adequado, seja com o objetivo de entender melhor os fenômenos tribológicos atuantes. Dentre estes trabalhos, podem-se citar:

Nascimento Junior (2003): Foi avaliado experimentalmente a relação torque e força de união, utilizando dois tipos de tratamentos superficiais. Ainda, foi realizado um comparativo entre os dois tipos de tratamento.

Fukuoka e Takaki (2003): Foi apresentado um método numérico de simulação do aparafusamento, o qual pode ser aplicado para estimar o torque de aperto de parafusos críticos, apertados na região plástica. O método foi validado através de ensaios experimentais.

Nassar, Barber e Zuo (2005): Foi estudado o torque na superfície de assentamento da cabeça em aparafusamento e as diferentes formas de se obter o diâmetro médio de assentamento.

Muniz (2007): Foi apresentado um estudo experimental para entender a influência de características tribológicas no aperto de fixadores em uma junta aparafusada.

Lima (2009): O trabalho apresenta um estudo experimental que avalia as propriedades tribológicas e a sua relação com a força de união, a partir da variação do tipo revestimento na superfície de contato.

Ueno et al (2009): Foi estabelecido um sistema de simulação do aparafusamento para um melhor entendimento deste processo e medir com precisão torque, força e ângulo. O método foi validado com ensaios experimentais.

Hwang (2013): Este artigo apresentou um estudo do aperto de fixadores usados na porta deslizante de uma minivan comercial leve, através de experimentos e simulações numéricas.

Yu et al (2015): Através de um modelo 3D de elementos finitos, foi estudado a relação torque e força de união em uma junta aparafusada, a partir da variação de diversos parâmetros como coeficiente de atrito, passo de rosca, folga de montagem e módulo de elasticidade.

Apesar do grande número de pesquisas abordando este tema, tanto de forma experimental como através de simulações numéricas, ainda há muito campo para estudo e compreensão. Isso ocorre, pois há inúmeros fatores que podem influenciar nas propriedades tribológicas de uma junta e na relação torque e força de união, de modo que cada tipo de junta aparafusada deve ser tratado praticamente de forma única (BICKFORD, 2008; BHUSHAN, 2013; FERREIRA, 2014).

Os trabalhos de Hwang (2013) e Yu et al (2015) serão abordados, a seguir, de forma mais detalhada, já que eles fornecerão dados importantes para o modelo e os comparativos realizados neste trabalho.

2.4.1 Simulações da relação torque e força em parafuso M16

Nas simulações dinâmicas do processo de aparafusamento realizadas por Hwang (2013), foi utilizado o software LS-DYNA e o modelo de elementos finitos foi construído em *HyperMesh*, mostrado na figura 32. Os coeficientes de atrito em todas as superfícies de contato foram assumidos como iguais, uniformes e isotrópicos.

Figura 32 - Modelo para o aparafusamento criado no software LS-DYNA

Fonte: Autor “adaptado de” Hwang, 2013, p. 1365

Os resultados das simulações de elementos finitos foram comparados com os modelos apresentados em Yamamoto (1995) e Izumi et al (2005). Em Yamamoto (1995) é apresentada uma análise teórica para o comportamento da relação torque e força, exibido na equação 31 e 32.

$$T_A = 0,5.F_u.\left(\frac{p}{\pi} + 1,155.d_2.\mu_{th} + \mu_b.D_{km}\right) \quad (31)$$

$$D_{km} = \frac{2.(d_w^3 - d_h^3)}{3.(d_w^2 - d_h^2)} \quad (32)$$

Em Izumi et al (2005) foi realizado uma análise do processo de aparafusamento através de simulações tridimensionais de elementos finitos usando o software ANSYS 7.0. O modelo é apresentado na figura 33. Os coeficientes de atrito foram considerados como constantes e foram adotados elementos de contato que operam com o atrito de Coulomb.

Figura 33 - Modelo de elementos finitos para o aparafusamento criado no Ansys

Fonte: Autor “adaptado de” Izumi et al, 2005, p. 606

No estudo os resultados das simulações mostraram excelente concordância com modelos e abordagens da literatura. Ainda, o modelo pôde prever com precisão o comportamento dos fixadores nos ensaios experimentais.

2.4.2 Simulações da relação torque e força em parafuso M12

Em Yu et al (2015) também foram realizadas simulações tridimensionais de elementos finitos. O software utilizado foi o ABAQUS e o modelo criado é exibido na figura 34. As propriedades de todas as superfícies de contato foram adotadas como iguais, bem como os coeficientes de atrito, o qual foi definido utilizando um método de penalidade.

Figura 34 - Modelo de elementos finitos criado no Abaqus

Fonte: Yu et al, 2015

Os resultados das simulações foram comparados com o modelo proposto em Qiu, Guo e Wu (1997), onde a relação torque e força foi definida através da equação 33.

$$T_A = \left[\frac{2 \cdot (R^3 - r^3) \cdot \mu}{3 \cdot (R^2 - r^2)} + \frac{p}{2 \cdot \pi} + \frac{\mu \cdot d_2}{2 \cdot \cos \alpha} \right] \cdot F_u \quad (33)$$

Sendo R o raio maior de contato na superfície de assentamento da cabeça e r o raio menor de contato na superfície de assentamento da cabeça.

Foi concluído que o coeficiente de atrito tem grande influência na relação torque e força e que as variáveis passo de rosca e diâmetro da superfície de assentamento da cabeça influenciam nesta relação de forma pouco significativa.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão descritos os materiais e métodos utilizados nas análises de influência, modelagens, simulações e validações realizados neste trabalho. Além disso, foi utilizado como base dados dos experimentos realizados em Ferreira (2014) e, portanto, serão mencionados, também, os principais materiais e métodos utilizados no mesmo.

3.1 MATERIAIS

O principal material utilizado neste trabalho são dados de torque total, força de união e ângulo de giro, ponto a ponto, coletados nos ensaios experimentais efetuados em Ferreira (2014). Estes experimentos foram conduzidos em um equipamento determinador de torque e tensão, utilizado em simulações do processo de aparafusamento e cálculos de coeficiente de atrito de fixadores. O equipamento, mostrado na figura 35, é composto basicamente por um motor elétrico, um transdutor e uma célula de carga, todos conectados à um computador com um software específico para leitura e interpretação dos sinais (FERREIRA, 2014).

Figura 35 - Determinador de torque e tensão utilizado em Ferreira (2014)

Fonte: Ferreira, 2014

O transdutor, figura 36, realiza a leitura do torque total e do ângulo de giro e tem como fundo de escala para o torque 200 Nm e para a velocidade de aperto 340 rpm. Já a célula de carga, figura 37, realiza a leitura do torque de atrito na rosca e da força de união e seus respectivos fundos de escala não foram mencionados.

Figura 36 - Detalhe do transdutor de torque e ângulo

Fonte: Ferreira, 2014

Figura 37 - Detalhe da célula de carga

Fonte: Ferreira, 2014

A figura 38 mostra de forma detalhada um esquema do equipamento determinador de torque e tensão durante um ensaio. O torque total, T_A , é aplicado pelo transdutor no parafuso que, por sua vez, entra em contato com a chapa de assentamento, resultando no torque de atrito de cabeça, T_b . Além disso, a rosca do parafuso desliza sobre a rosca da porca, resultando no torque de atrito de rosca, T_{th} ,

e no torque transformado em força de união, T_p , sendo que a somatória de ambos é igual ao torque na rosca, T_R . A placa de contenção do torque de atrito de cabeça garante que o torque recebido na célula de carga seja apenas o torque na rosca. Dessa forma, o torque de atrito de cabeça é obtido indiretamente através de cálculo, dado pela subtração de T_A e T_R . Finalmente, a célula de carga faz, também, a leitura da força de união, F_U (DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG, 2013).

Figura 38 - Esquema de funcionamento do determinador de torque e tensão

Fonte: Autor, 2018

Os parafusos utilizados foram fabricados e controlados de acordo com as especificações da norma ISO 898-1 para um item M10-1,5 x 65, classe de resistência 10.9 e tratamento superficial organometálico em duas faixas de coeficiente de atrito. Abaixo estão as principais características controladas:

a) metalografia;

- especificado: Martensita revenida;
- encontrado: Martensita revenida;

b) dureza;

- especificado: 320 - 380 HV;
- encontrado: 342 - 347 HV;

c) coeficiente de atrito (baixo);

- especificado: 0,10;

- encontrado: 0,08 - 0,11;

d) coeficiente de atrito (alto).

- especificado: 0,20;

- encontrado: 0,18 - 0,22;

As porcas foram fabricadas e controladas seguindo as especificações da norma ISO 898-2 para um item M10-1,5, classe de resistência 10 e tratamento superficial de zinco e KTL. Abaixo estão as principais características controladas:

a) metalografia;

- especificado: Perlita + Ferrita;

- encontrado: Perlita + Ferrita;

b) prova de carga.

- especificado: 60,3 kN mínimo;

- encontrado: 66,1 - 68,4 kN;

Ainda, foram utilizadas chapas de aço temperado e revenido com dureza controlada em duas faixas, 130-140 HV e 420-440 HV, para o assentamento da cabeça do parafuso.

Na figura 39 são exibidas as amostras selecionadas dentro das condições especificadas para cada uma delas.

Figura 39 - Parafusos, porcas e chapas utilizados em Ferreira (2014)

Fonte: Ferreira, 2014

3.2 MÉTODOS

Na realização dos experimentos de Ferreira (2014) foi utilizado o método de controle de aperto por torque e ângulo, sendo o torque de 40 Nm e o ângulo subsequente de 180°. A metodologia *Design of Experiments*, DOE, foi adotada para planejamento e execução dos ensaios. Dentro desta metodologia, foi aplicado um planejamento fatorial completo, com quatro variáveis independentes, dois níveis e três réplicas, totalizando quarenta e oito ensaios. Nas aproximações estatísticas para as análises de influência e interações entre as variáveis, foi utilizado o software Statistica® Versão 8.

O coeficiente de atrito é um número adimensional, calculado a partir da medição de características físicas, que dependem do tipo e das dimensões de duas superfícies em contato. O cálculo realizado para um par específico de superfícies em contato, não é suficiente para determinar um comportamento, caso uma das superfícies seja alterada. Por este motivo, os ensaios de determinação dos coeficientes de atrito dos parafusos foram feitos de forma padronizada, seguindo a norma ISO 16047 (2013), a qual determina parâmetros como velocidade de aperto, rugosidade das contra peças e faixa de força de união em que o cálculo deve ser realizado. A partir das medições dos torques e da força de união em um equipamento determinador de torque e tensão, conforme demonstrado na figura 38, os coeficientes de atrito podem ser calculados através das equações 19, 20, 21 e 22, citadas anteriormente (DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG, 2013; VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2015).

No presente trabalho, foi utilizado um planejamento experimental de fator único e efeito fixo nas análises de influência das variáveis independentes, velocidade de aperto e coeficiente de atrito, no fenômeno *stick-slip*, com confiabilidade de 95%. O mesmo planejamento foi empregado na análise de influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito, onde este último foi considerado aqui como variável dependente (MONTGOMERY, 2013). As tabelas completas dos dados experimentais de Ferreira (2014) utilizados nas análises de influência estão no Apêndice A.

Para estas análises foi utilizado o modelo de Análise de Variância (ANOVA) de fator único, disponível na ferramenta Análise de Dados do software Microsoft Office Excel®, versão de 2013, apresentado na equação 34. A matriz de dados é dada na figura 40 (MONTGOMERY, 2013).

$$y_{ij} = \mu_{\text{geral}} + \alpha_i + \varepsilon_{ij} \quad (34)$$

Para $j = 1, \dots, n_i$ e $i = 1, 2, \dots, k_{\text{níveis}}$, onde: $k_{\text{níveis}}$ é o número de níveis, n_i é o número de observações do nível i , y_{ij} é a j -ésima observação do nível i para um fator A, μ_{geral} é a média geral dos dados, α_i é o efeito que o nível i do fator provoca na resposta, ε_{ij} é o erro aleatório experimental, que representa as variações não explicadas pelo modelo.

Figura 40 - Matriz de dados para análise de variância

Nível	Fator A				Somas	Médias
1	y_{11}	y_{12}	...	y_{1n1}	$y_{1\cdot}$	$\bar{y}_{1\cdot}$
2	y_{21}	y_{22}	...	y_{2n2}	$y_{2\cdot}$	$\bar{y}_{2\cdot}$
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
$k_{\text{nível}}$	$y_{knível1}$	$y_{knível2}$	...	$y_{1nknível}$	$y_{knível\cdot}$	$\bar{y}_{knível\cdot}$

Fonte: Autor, 2018

Na sequência, é necessário o cálculo da somatória dos quadrados relativos aos níveis e a somatória dos quadrados devido ao erro experimental, dados pelas equações 35 e 36, nesta ordem (MONTGOMERY, 2013).

$$SQA = \sum_{i=1}^{k_{\text{nível}}} \sum_{j=1}^{n_i} (\bar{y}_{i\cdot} - \bar{y}_{\cdot\cdot})^2 \quad (35)$$

$$SQE = \sum_{i=1}^{k_{\text{nível}}} \sum_{j=1}^{n_i} (y_{ij} - \bar{y}_{i\cdot})^2 \quad (36)$$

As equações 37 e 38 mostram os quadrados médios relativos aos níveis e devido ao erro experimental, respectivamente (MONTGOMERY, 2013).

$$QMA = \frac{SQA}{k_{\text{nível}} - 1} \quad (37)$$

$$QME = \frac{SQE}{N_{\text{total}} - k_{\text{nível}}} \quad (38)$$

Onde N_{total} é o número total de observações.

Por fim, é realizado um teste estatístico, onde são consideradas duas hipóteses: a hipótese nula, onde não existe diferença significativa entre os níveis; e a hipótese um, onde há diferença em pelo menos um nível. Para verificação das hipóteses, devem ser comparados os valores de F , equação 39, e $F_{\text{crítico}}$, valor tabelado de acordo com o número de níveis e número total de observações. Dessa forma, quando F é menor que $F_{\text{crítico}}$, a hipótese nula é aceita, da mesma maneira que quando F é maior que $F_{\text{crítico}}$, a hipótese nula é rejeitada (MONTGOMERY, 2013).

$$F = \frac{QMA}{QME} \quad (39)$$

Prosseguindo, no desenvolvimento da modelagem e nas simulações apresentados neste trabalho, foi utilizada a ferramenta MATLAB® R2015a, um software interativo de alta performance que integra análise numérica, cálculo com matrizes, processamento de sinais e construção de gráficos em ambientes de simples uso.

Os parâmetros de entrada utilizados nas simulações e comparativos com a literatura realizados neste trabalho são apresentados nas tabelas 6, 7 e 8. Posteriormente, nos resultados, será citada apenas a referência dos parâmetros utilizados na simulação em questão, evitando apresentá-los repetidas vezes.

Tabela 6 - Parâmetros de entrada utilizados no trabalho de Hwang (2013)

REFERÊNCIA - HWANG (2013)					
Parafuso		Porca		Contra peça	
Bitola, d	M16	Comprimento, M	15 mm	Comprimento, t	35 mm
Passo, p	2,0 mm	Material	Aço	Diâmetro do furo, d _h	18 mm
Comprimento, L	50 mm	Tratamento superficial	-	Material	Aço
Diâmetro da cabeça, d _w	24 mm				
Altura da cabeça, h _b	20 mm				
Material	Aço				
Classe	10.9				
Tratamento superficial	-				
Coefficiente de atrito, μ	0,15				

Fonte: Autor, 2018

Tabela 7 - Parâmetros de entrada utilizados no trabalho de Ferreira (2014)

REFERÊNCIA - FERREIRA (2014)					
Parafuso		Porca		Contra peça	
Bitola, d	M10	Comprimento, M	8 mm	Comprimento, t	50 mm
Passo, p	1,5 mm	Material	Aço	Diâmetro do furo, d _h	11 mm
Comprimento, L	65 mm	Tratamento superficial	Zinco e KTL	Material	Aço
Diâmetro da cabeça, d _w	16 mm				
Altura da cabeça, h _b	10 mm				
Material	Aço				
Classe	10.9				
Tratamento superficial	Organometálico				
Coefficiente de atrito, μ	0,10 e 0,20				

Fonte: Autor, 2018

Tabela 8 - Parâmetros de entrada utilizados no trabalho de Yu et al (2015)

REFERÊNCIA - YU (2015)					
Parafuso		Porca		Contra peça	
Bitola, d	M12	Comprimento, M	10 mm	Comprimento, t	40 mm
Passo, p	1,75 mm	Material	Aço	Diâmetro do furo, d _h	13 mm
Comprimento, L	50 mm	Tratamento superficial	-	Material	Aço
Diâmetro da cabeça, d _w	18 mm				
Altura da cabeça, h _b	15 mm				
Material	Aço				
Classe	10.9				
Tratamento superficial	-				
Coefficiente de atrito, μ	0,15				

Fonte: Autor, 2018

4 MODELAGEM MATEMÁTICA

Neste capítulo será elaborado um modelo para o processo de aparafusamento a partir da teoria apresentada. Em seguida, é desenvolvida a modelagem do fenômeno *stick-slip*, realizada com base na teoria e nos dados experimentais de Ferreira (2014), sendo esta incluída no modelo inicial do aparafusamento.

4.1 MODELAGEM DO APARAFUSAMENTO

Ao modelar o processo de aparafusamento, deseja-se obter como resposta os valores de torque total e força de união em função do ângulo de giro relativo entre o parafuso e a porca ou elemento com rosca fêmea.

Assim, para iniciar o modelo, no regime elástico, devem-se considerar os corpos do parafuso e das contra peças como molas de rigidez K_B e K_J , respectivamente, conforme apresentado na figura 41.

Figura 41 - Representação do parafuso e contra peças no regime elástico

Fonte: Autor, 2018

Fixando o ponto 1 e conectando os pontos 2 e 3, conforme figura 42, os corpos formam uma associação em série, onde a rigidez equivalente é dada através da equação 40.

Figura 42 - Associação em série do parafuso e contra peças

Fonte: Autor, 2018

$$K_{eq} = \frac{K_B \cdot K_J}{K_B + K_J} \quad (40)$$

O sistema possui apenas um grau de liberdade, o deslocamento u , que é causado pela força de união F , alocada no ponto 4, conforme exibido na figura 43. Dessa forma, a força de união pode ser calculada a partir da equação 41.

Figura 43 - Esquema proposto com um grau de liberdade

Fonte: Autor, 2018

$$F_u = u \cdot K_{eq} \quad (41)$$

A cada 360 graus de giro durante o aperto, o parafuso inserido em uma rosca fêmea (vide figura 44) avança o equivalente a um passo de rosca. Através dessa

relação, é possível expressar o modelo de um grau de liberdade em função do ângulo de giro θ . Assim, a força de união é dada de acordo com a equação 42.

Figura 44 - Movimentos de rotação e translação do parafuso

Fonte: Autor, 2018

$$F_u = \theta \cdot \frac{P}{360} \cdot K_{eq} \quad (42)$$

No regime elasto-plástico, a força de união é dada através da equação de Hollomon, conforme mostrado na equação 43, sendo H_{pr} a constante plástica de resistência, n o coeficiente de encruamento e θ_0 o ângulo do ponto de início do regime elasto-plástico (DIETER JR, 1986).

$$\frac{F_u}{A_R} = H_{pr} \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\theta_0} \right)^n \quad (43)$$

Em seguida, para obtenção do torque total é necessário a inclusão das parcelas de distribuição de energia. Na equação 23, da norma VDI 2230, é isolado o T_A e tem-

se o torque total, mostrado na equação 44 (VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE, 2015).

$$T_A = F_u \cdot (0,159 \cdot p + 0,578 \cdot d_2 \cdot \mu_{th} + \frac{D_{km}}{2} \cdot \mu_b) \quad (44)$$

A parcela de energia consumida pelo torque de atrito na cabeça é alvo de alguns estudos, como em Nassar, Barber e Zuo (2005), Nassar et al (2005) e Stephen, Marshal e Lewis (2014). Normalmente, busca-se uma melhor aproximação do valor do diâmetro efetivo de contato da cabeça do parafuso com a contra peça, o D_{km} . O modelo utilizado neste trabalho é o da equação 45, proposto na norma VDI2230, que é, de fato, simples, porém muito eficaz para parafusos padrões.

$$D_{km} = \frac{D_w + D_h}{2} \quad (45)$$

Para a construção deste modelo de aparafusamento, foram impostas algumas hipóteses simplificadoras, causando assim uma limitação para uso do mesmo. São elas:

- a) o coeficiente de atrito de cabeça (μ_b) e o coeficiente de atrito de rosca (μ_{th}) do parafuso serão adotados como iguais, ou seja, um coeficiente de atrito global para todo o sistema. Na prática, devido as diferentes interações entre as superfícies em contato, sob a cabeça e no flanco da rosca, nem sempre isso ocorre.
- b) o atrito viscoso foi desconsiderado para a modelagem.
- c) a inércia do parafuso também foi desconsiderada, uma vez que seu valor não é representativo.

4.2 MODELAGEM DO STICK-SLIP

O *stick-slip* se manifesta durante o processo de aparafusamento e, portanto, o modelo elaborado do fenômeno é agregado ao modelo principal do aparafusamento, apresentado anteriormente.

Antes de tudo, é sabido que a velocidade de aperto é crucial na ocorrência (ou não) do fenômeno *stick-slip* e, portanto, passa a ser considerada na modelagem. Muitos trabalhos mostram, quase sempre de forma experimental, que o coeficiente de atrito é influenciado pela velocidade de aperto, como visto em Nassar et al (2007). A fim verificar esta influência, foram analisados os valores de coeficiente de atrito de Ferreira (2014) para duas faixas de velocidade de aperto, 10 e 200 rpm, apenas nos casos sem ocorrência de *stick-slip*. Nas tabelas 9 e 10 são apresentados os planejamentos experimentais de fator único e efeito fixo para o grupo de atrito baixo ($\mu = 0,10$) e atrito alto ($\mu = 0,20$), respectivamente.

Tabela 9 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito baixo, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância		
10 rpm	6	0,690	0,115	0,00016		
200 rpm	6	0,504	0,084	0,00008		

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	0,0029	1	0,0029	23,4015	0,0007	4,9646
Dentro dos grupos	0,0012	10	0,0001			
Total	0,0041	11				

Fonte: Autor, 2018

Tabela 10 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito alto, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância		
10 rpm	6	1,255	0,209	0,00004		
200 rpm	6	0,955	0,159	0,00001		

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	0,0075	1	0,0075	301,8744	0,0000	4,9646
Dentro dos grupos	0,0002	10	0,0000			
Total	0,0078	11				

Fonte: Autor, 2018

Nota-se que, em ambos os casos, o valor de F é maior que o valor de $F_{\text{crítico}}$, mostrando que há influência da velocidade de aperto no coeficiente de atrito. Ao analisar as médias, observa-se uma redução de 25 a 30% do coeficiente de atrito para o aumento de 190 rpm aplicado na velocidade. A partir destes resultados, é proposto um modelo para o coeficiente de atrito, com decréscimo linear em função do aumento da velocidade de aperto, apresentado na equação 46, onde v_{rel} é a velocidade de aperto, dada em rpm, e μ_{corr} é o coeficiente de atrito corrigido. Foi considerada uma redução de 30% no coeficiente de atrito para um aumento de 190 rpm na velocidade.

$$\mu_{\text{corr}} = -0,001579 \cdot \mu \cdot v_{\text{rel}} + 1,01579 \cdot \mu \quad (46)$$

Iniciando com a modelagem do fenômeno *stick-slip* no processo de aparafusamento do caso estudado em Ferreira (2014), é sugerida uma força de união dividida em duas: uma na fase *stick* e outra na fase *slip*. Durante a fase *stick*, a velocidade relativa é zero e, desse modo, a força de união permanece constante. Já na fase *slip*, a força de união volta a aumentar de acordo com o aumento do ângulo de giro, seguindo a equação apresentada no aparafusamento.

Com relação ao torque total durante o fenômeno *stick-slip*, foi adotado como base a equação 30 apresentada por Santos (2015). Adaptando para o aparafusamento, foi obtida a equação 47, que engloba uma parcela do efeito Stribeck e uma parcela senoidal.

$$T_{\text{ss}} = T_{\text{din}} + (T_{\text{est}} - T_{\text{din}}) \cdot e^{\left(\frac{-v_{\text{rel}}}{\theta_{\text{st}}}\right)} + A \cdot \text{sen}\left(\omega \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) \quad (47)$$

Sendo T_{ss} o torque total aplicado ao parafuso durante o *stick-slip*, T_{din} o torque de atrito dinâmico, T_{est} o torque de atrito estático, v_{rel} a velocidade de aperto, A um parâmetro de ajuste da amplitude do fenômeno *stick-slip* e ω parâmetro de ajuste da frequência ou período do fenômeno *stick-slip*.

Neste modelo, os torques de atrito dinâmico e estático, T_{din} e T_{est} , são calculados conforme a equação 44 do aparafusamento, cada um com seu respectivo coeficiente de atrito μ , dinâmico e estático.

Como mencionado, o parâmetro ω pode ser utilizado para o ajuste da frequência ou período do *stick-slip*. Considerando a figura 45, onde é mostrado um gráfico da função seno, tem-se que para dois ângulos separados por um período P , θ e $\theta+P$, a imagem de ambos são iguais, ou seja, $f(\theta) = f(\theta+P)$. Ao aplicar essa igualdade na parcela senoidal da equação 47 do *stick-slip*, é obtida a equação 48.

Figura 45 - Gráfico de uma função seno

Fonte: Autor, 2018

$$\sin\left(\omega \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}\right) = \sin\left(\omega \cdot (\theta + P) \cdot \frac{\pi}{180}\right) \quad (48)$$

Essa igualdade é satisfeita quando os ângulos dentro da função seno são iguais e, ainda, para os casos em que é dada uma ou mais voltas completas. Sendo assim, a equação 49 representa esta condição, para $q \in \mathbb{Z}$.

$$2 \cdot \pi \cdot q + \omega \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180} = \omega \cdot (\theta + P) \cdot \frac{\pi}{180} \quad (49)$$

Simplificando a equação 49, é exibida a relação final entre ω e período na equação 50.

$$\frac{360 \cdot q}{\omega} = P \quad (50)$$

Quando analisada a influência do coeficiente de atrito e da velocidade de aperto no período do fenômeno *stick-slip*, através dos planejamentos experimentais de fator

único e efeito fixo nos dados de Ferreira (2014), tabelas 11 e 12, respectivamente, nota-se que não houve influência de nenhuma das variáveis independentes, pois em ambos os casos F é menor que $F_{\text{crítico}}$. Analisando as médias, em ambos os casos os valores ficam entre 7 e 8 graus e, portanto, o parâmetro ω é adotado com uma constante.

Tabela 11 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência do coeficiente de atrito na frequência, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância		
atrito alto	19	146,25	7,70	0,72		
atrito baixo	20	156,00	7,80	2,30		

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	0,10	1	0,10	0,07	0,80	4,11
Dentro dos grupos	56,65	37	1,53			
Total	56,75	38				

Fonte: Autor, 2018

Tabela 12 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto na frequência, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância		
70 rpm	3	21,25	7,08	0,90		
200 rpm	19	146,25	7,70	0,72		

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	0,98	1	0,98	1,33	0,26	4,35
Dentro dos grupos	14,74	20	0,74			
Total	15,72	21				

Fonte: Autor, 2018

Entrando na amplitude do fenômeno, ajustada através do parâmetro A , esta é dada pela distância vertical entre a linha média e uma das extremidades, conforme mostrado na figura 46.

Figura 46 - Demonstração da amplitude de uma função seno

Fonte: Autor, 2018

É possível notar nas curvas experimentais em Ferreira (2014) que a amplitude do fenômeno tende a aumentar conforme o aumento do ângulo de giro. Buscando representar esse aumento gradual da amplitude, foi analisada uma curva dos ensaios de Ferreira (2014) com coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$). A partir do início do *stick-slip*, o valor da amplitude foi coletado em quatro pontos, de acordo com a demonstração na figura 47. Estes valores foram plotados em um gráfico de amplitude versus ângulo, onde os ângulos foram considerados relativos ao ângulo do ponto de início do fenômeno, e foi realizada uma regressão linear, conforme exibido no gráfico da figura 48. Observa-se que a função linear consegue explicar bem os valores observados, com um R^2 de 99,7%.

Figura 47 - Gráfico de torque versus ângulo mostrando os pontos de coleta da amplitude

Fonte: Autor, 2018

Figura 48 - Gráfico de amplitude versus ângulo exibindo a regressão linear através dos pontos

Fonte: Autor, 2018

Partindo para um planejamento experimental de fator único e efeito fixo da influência do coeficiente de atrito e da velocidade de aperto na amplitude do fenômeno, mostrado nas tabelas 13 e 14, nesta ordem, verifica-se que o primeiro apresenta influência ($F > F_{\text{crítico}}$), enquanto o último não ($F < F_{\text{crítico}}$). Ainda, através das médias, é possível constatar que a amplitude do *stick-slip* aumenta com o aumento do coeficiente de atrito.

Tabela 13 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência do coeficiente de atrito na amplitude, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância
atrito alto	19	403,15	21,22	14,62
atrito baixo	20	198,30	9,92	13,64

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	1244,91	1	1244,91	88,19	0,00	4,11
Dentro dos grupos	522,30	37	14,12			
Total	1767,22	38				

Fonte: Autor, 2018

Tabela 14 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto na amplitude, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância
70 rpm	3	62,96	20,99	12,86
200 rpm	19	403,15	21,22	14,62

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	0,14	1	0,14	0,01	0,92	4,35
Dentro dos grupos	288,80	20	14,44			
Total	288,95	21				

Fonte: Autor, 2018

Dessa forma, conclui-se que a amplitude deve ser representada em função do coeficiente de atrito. Levando em consideração, também, a regressão linear apresentada na figura 48, é proposta a equação 51 para a amplitude do *stick-slip*, onde θ_{rel} é o ângulo relativo ao ponto de início do *stick-slip*, dado em graus.

$$A = (0,4 \cdot \mu \cdot \theta_{rel}) + (210 \cdot \mu - 20) \quad (51)$$

Enfim, buscando um melhor entendimento do mecanismo do início do fenômeno *stick-slip* e em que ponto isso ocorre, foram realizados planejamentos experimentais de fator único e efeito fixo para verificar a influência do coeficiente de atrito e da velocidade de aperto na força de união do ponto de início do *stick-slip*, exibidos nas tabelas 15 e 16, respectivamente. Comparando os valores de F e $F_{crítico}$ constata-se que nenhuma das variáveis independentes mostraram ser influentes. Ao associar as observações realizadas em Ferreira (2014), onde foi visto que, nos casos de *stick-slip*, há o rompimento do tratamento superficial KTL, com estas últimas análises de influência, é possível sugerir que o KTL tenha uma força crítica para o seu rompimento e, conseqüentemente, início do fenômeno *stick-slip*. Na média, esta força crítica de rompimento do KTL e início do *stick-slip* mostra-se entre 24 e 26kN. Fica claro este rompimento quando olha-se que no ponto de início do *stick-slip*, o torque sofre uma queda, como explicitado nos gráficos da figura 49, onde a linha vermelha representa a força de união e a linha preta, o torque total.

Tabela 15 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência do coeficiente de atrito na força do ponto de início do *stick-slip*, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância		
atrito alto	19	491,53	25,87	9,03		
atrito baixo	20	494,67	24,73	4,66		

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	12,59	1	12,59	1,85	0,18	4,11
Dentro dos grupos	251,16	37	6,79			
Total	263,75	38				

Fonte: Autor, 2018

Tabela 16 - Planejamento experimental de efeito fixo da influência da velocidade de aperto na força do ponto de início do *stick-slip*, com $\alpha = 0,05$

Grupo	Contagem	Soma	Média	Variância		
200 rpm	19	491,53	25,87	9,03		
70 rpm	3	79,18	26,39	1,10		

Fonte da variação	SQ	gl	MQ	F	valor-P	F crítico
Entre grupos	0,71	1	0,71	0,09	0,77	4,35
Dentro dos grupos	164,79	20	8,24			
Total	165,50	21				

Fonte: Autor, 2018

Figura 49 - Gráficos de torque e força versus ângulo mostrando uma queda do torque no ponto de início do *stick-slip*

Fonte: Autor “adaptado de” Ferreira, 2014, p. 118

As hipóteses simplificadoras do modelo de aparafusamento continuam valendo, acrescentando que:

- d) este novo modelo representa a condição de montagem de um parafuso com tratamento superficial organometálico em uma porca com tratamento superficial KTL.
- e) a velocidade de aperto deve estar entre 10 e 200 rpm, faixa em que foi verificada sua influência no coeficiente de atrito.

No Apêndice B é apresentado um fluxograma do modelo final proposto para o aparafusamento com fenômeno stick-slip, com a indicação das equações utilizadas em cada etapa. A modelagem do stick-slip no processo de aparafusamento é uma novidade e não há, atualmente, outros modelos disponíveis na literatura.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão expostos os resultados das simulações do modelo proposto para o aparafusamento em duas etapas: primeiramente, o modelo inicial, sem ocorrência do *stick-slip* e, posteriormente, o modelo final, já incluído o fenômeno. A validação do modelo será realizada através de comparativos com simulações de elementos finitos e ensaios experimentais encontrados na literatura. Os resultados de cada etapa serão analisados e discutidos.

5.1 MODELO DO APARAFUSAMENTO

O modelo do aparafusamento é a base necessária para a posterior implementação do fenômeno *stick-slip*. Portanto, a princípio são apresentados os resultados de simulações, comparativos e discussões para uma condição normal de aperto, sem ocorrência do fenômeno, buscando validar o modelo inicial.

5.1.1 Simulações

Para verificação inicial do modelo, foram simuladas algumas condições de resposta já conhecida. São as condições: variação do coeficiente de atrito, variação do diâmetro menor na superfície de assentamento da cabeça (d_h) e variação do passo de rosca. Nestas simulações foram utilizados os parâmetros de entrada de Ferreira (2014).

Nas figuras 50 e 51 estão os gráficos de torque total versus ângulo e torque total versus força de união, respectivamente, para um passo de rosca de 1,5mm e d_h de 11mm. A variação do coeficiente de atrito foi 0,10 a 0,20.

Figura 50 - Gráfico do torque total versus ângulo para diversas faixas de coeficiente de atrito

Fonte: Autor, 2018

Figura 51 - Gráfico do torque total versus força de união para diversas faixas de coeficiente de atrito

Fonte: Autor, 2018

Nas figuras 52 e 53 são apresentados os gráficos de torque total versus ângulo e torque total versus força de união, respectivamente, para um coeficiente de atrito de 0,10 e passo de rosca de 1,5mm. A variação do d_h foi de 11 a 14mm.

Figura 52 - Gráfico de torque total versus ângulo para diversas faixas do diâmetro d_h

Fonte: Autor, 2018

Figura 53 - Gráfico de torque total versus força de união para diversas faixas do diâmetro d_h

Fonte: Autor, 2018

Nas figuras 54 e 55 estão os gráficos de torque total versus ângulo e torque total versus força de união, respectivamente, para um coeficiente de atrito de 0,10 e d_h de 11mm. A variação do passo de rosca foi de 1 a 1,5mm.

Figura 54 - Gráfico de torque total versus ângulo para diversas faixas do passo de rosca

Fonte: Autor, 2018

Figura 55 - Gráfico de torque total versus força de união para diversas faixas do passo de rosca

Fonte: Autor, 2018

5.1.2 Validação

Primeiramente, foram comparados os valores da simulação do modelo com os valores experimentais obtidos em Ferreira (2014), utilizando os parâmetros de entrada do mesmo. Assim, nas figuras 56 e 57 são apresentados gráficos de torque total

versus ângulo, comparativos entre experimental de Ferreira (2014) e simulação do modelo proposto (Autor), para coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$) e alto ($\mu = 0,20$), respectivamente.

Figura 56 - Gráfico do torque versus ângulo comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$)

Fonte: Autor, 2018

Figura 57 - Gráfico do torque versus ângulo comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito alto ($\mu = 0,20$)

Fonte: Autor, 2018

Nas figuras 58 e 59 são exibidos os gráficos de torque total versus força de união, comparativos entre experimental de Ferreira (2014) e simulação do modelo

proposto (Autor), para coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$) e alto ($\mu = 0,20$), respectivamente.

Figura 58 - Gráfico do torque versus força comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$)

Fonte: Autor, 2018

Figura 59 - Gráfico do torque versus força comparando Ferreira e Autor, para coeficiente de atrito alto ($\mu = 0,20$)

Fonte: Autor, 2018

Nas tabelas 17 e 18 são apresentados os valores de força de união obtidos em cada faixa de torque, comparando os resultados de Ferreira (2014) e do modelo proposto (Autor), nas duas faixas de coeficiente de atrito definidas, $\mu = 0,10$ e $\mu = 0,20$, nessa ordem. O erro calculado é também mostrado.

Tabela 17 - Valores de força em diversas faixas de torque, obtidos em Ferreira e Autor, para atrito baixo ($\mu = 0,10$)

Torque [Nm]	Força de união [kN]			
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
10	7,00	5,28	1,72	32,5%
15	10,54	7,89	2,66	33,7%
20	13,99	10,91	3,08	28,3%
25	17,44	14,28	3,17	22,2%
30	20,99	17,69	3,30	18,6%
35	24,44	21,33	3,11	14,6%
40	27,89	24,96	2,93	11,7%
45	31,44	28,50	2,93	10,3%
50	34,89	32,19	2,70	8,4%
55	38,34	35,82	2,51	7,0%
60	41,88	39,51	2,37	6,0%
65	45,33	43,53	1,80	4,1%
70	48,88	47,41	1,47	3,1%
75	52,28	51,50	0,78	1,5%

Fonte: Autor, 2018

Tabela 18 - Valores de força em diversas faixas de torque, obtidos em Ferreira e Autor, para atrito alto ($\mu = 0,20$)

Torque [Nm]	Força de união [kN]			
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
10	3,84	4,16	0,32	7,6%
20	7,69	8,32	0,63	7,6%
30	11,43	12,24	0,81	6,6%
40	15,27	15,78	0,51	3,2%
50	19,02	19,43	0,41	2,1%
60	22,86	22,99	0,12	0,5%
70	26,61	26,64	0,03	0,1%
80	30,45	30,24	0,21	0,7%
90	34,29	34,06	0,23	0,7%
100	38,04	38,39	0,35	0,9%
110	41,84	41,80	0,04	0,1%

Fonte: Autor, 2018

Nas tabelas 19 e 20 estão os valores de torque total e força de união resultantes obtidos para um aperto de 40Nm + 180°, nas duas faixas de coeficiente de atrito, $\mu = 0,10$ e $\mu = 0,20$, nessa ordem. Os resultados de Ferreira (2014) e Autor são comparados e o erro entre ambos é apresentado.

Tabela 19 - Valores resultantes de torque total e força de união em um aperto de 40Nm + 180°, comparando Ferreira e Autor, para atrito baixo ($\mu = 0,10$)

	Resultante em 40Nm + 180°			
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
Torque [Nm]	78,57	77,68	0,89	1,1%
Força [kN]	54,76	53,93	0,83	1,5%

Fonte: Autor, 2018

Tabela 20 - Valores resultantes de torque total e força de união em um aperto de 40Nm + 180°, comparando Ferreira e Autor, para atrito alto ($\mu = 0,20$)

Resultante em 40Nm + 180°				
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
Torque [Nm]	117,06	118,08	1,02	0,9%
Força [kN]	44,49	44,68	0,19	0,4%

Fonte: Autor, 2018

Posteriormente, foram comparados os valores da simulação do modelo com os valores apresentados em Hwang (2013), Izumi et al (2005) e Yamamoto (1995), sendo que os dois últimos foram utilizados no próprio comparativo do primeiro. Para isso, foram utilizados os parâmetros de entrada de Hwang (2013). Na figura 60 é exibido o gráfico de torque total versus força de união, comparando os resultados dos trabalhos citados.

Figura 60 - Gráfico do torque total versus força de união comparando os trabalhos de Hwang, Izumi et al, Yamamoto e Autor

Fonte: Autor, 2018

Por fim, foram comparados os valores da simulação do modelo com os valores apresentados em Yu et al (2015) e Qiu, Guo e Wu (1997), sendo que o último foi utilizado no próprio comparativo do primeiro. Neste caso foram utilizados os

parâmetros de entrada de Yu et al (2015). Na figura 61 é exibido o gráfico de torque total versus força de união, comparando os resultados dos trabalhos citados.

Figura 61 - Gráfico do torque total versus força de união comparando Yu et al, Qiu, Guo e Wu e Autor

Fonte: Autor, 2018

5.1.3 Discussões

Os resultados das simulações do modelo de aparafusamento se mostraram coerentes com a realidade e conceitos já consagrados, como, por exemplo, apresentados em Yu et al (2015). Ao aumentar o coeficiente de atrito do parafuso, os valores de torque total aumentam e os valores de força de união, em uma mesma faixa de torque, diminuem. Quando varia-se o diâmetro menor na superfície de assentamento (d_h), não há alteração significativa na relação torque e força, nem na relação torque e ângulo. No caso da variação do passo de rosca, a relação torque e força também não apresenta mudança expressiva, ao contrário da relação torque e ângulo, onde pode-se ver que quanto maior o passo, maior o coeficiente angular da curva.

Na validação do modelo inicial, os comparativos com os experimentos apresentados em Ferreira (2014) revelaram, através dos gráficos de torque total versus ângulo e torque total versus força de união, uma boa compatibilidade dos resultados. Comparando os valores de força de união em diversas faixas de torque, os maiores erros encontrados foram de 32,5%, para coeficiente de atrito baixo, e 7,6%,

para coeficiente de atrito alto. Olhando para os erros a partir do ponto de pré-torque, neste caso em particular igual a 40Nm, e, portanto, fugindo da zona de acomodação que acontecem em torque muito baixos, os valores são ainda menores. Nestas condições citadas, para coeficiente de atrito baixo os erros ficam abaixo de 12% e para coeficiente de atrito alto, os erros não ultrapassam o valor de 4%. Ao analisar o torque total e força de união resultantes para um aperto de 40Nm + 180°, observa-se que a diferença chega a no máximo 1,02 Nm (0,9%) e 0,83kN (1,5%), para torque e força, respectivamente, independente da condição de coeficiente de atrito.

Na comparação da relação torque e força com os modelos encontrados na literatura, Yamamoto (1995), Qiu, Guo e Wu (1997), Izumi et al (2005), Hwang (2013) e Yu et al (2015), os resultados mostraram excelente concordância entre todas as abordagens.

5.2 MODELO DO STICK-SLIP

Após a construção e validação de um modelo de aparafusamento como base, foi realizada implementação do fenômeno *stick-slip* na condição estudada em Ferreira (2014). Aqui são apresentados os resultados das simulações, comparativos e discussões para a validação do modelo final.

5.2.1 Simulações

Com intuito de analisar a eficácia do modelo final em prever o fenômeno *stick-slip*, foram realizadas simulações em duas condições de velocidade de aperto: 10 e 200 rpm. Foi utilizado como padrão os parâmetros de entrada do trabalho de Ferreira (2014), sendo a porca com tratamento superficial KTL. Os resultados são exibidos nas figuras 62 e 63, respectivamente.

Figura 62 - Gráfico de torque total versus ângulo para uma velocidade de aperto de 10 rpm

Fonte: Autor, 2018

Figura 63 - Gráfico de torque total versus ângulo para uma velocidade de aperto de 200 rpm

Fonte: Autor, 2018

5.2.2 Validação

Para verificar a aderência do modelo e sua capacidade reproduzir o fenômeno *stick-slip* em situações específicas, foi realizado um comparativo com os dados experimentais de Ferreira (2014). Para tal, foram utilizados os parâmetros de entrada

do trabalho de Ferreira (2014), sendo a porca com tratamento superficial KTL. A velocidade de aperto foi definida em 200 rpm.

Nas figuras 64 e 65 são expostos os gráficos de torque total versus ângulo para as condições de coeficiente de atrito baixo ($\mu = 0,10$) e alto ($\mu = 0,20$), respectivamente, comparando o modelo proposto (Autor) com os dados de Ferreira (2014).

Figura 64 - Gráfico de torque total versus ângulo para condição de coeficiente de atrito baixo, comparando Autor e Ferreira

Fonte: Autor, 2018

Figura 65 - Gráfico de torque total versus ângulo para condição de coeficiente de atrito alto, comparando Autor e Ferreira

Fonte: Autor, 2018

Nas tabelas 21 e 22 estão os resultados de amplitude, frequência e fator fss do fenômeno *stick-slip*, para coeficiente de atrito baixo e alto, nesta ordem. O modelo proposto é comparado com Ferreira (2014) e o erro é apresentado.

Tabela 21 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira para o fenômeno *stick-slip* na condição de coeficiente de atrito baixo

Fator Stick-Slip				
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
Amplitude [Nm]	10,00	10,41	0,41	3,9%
Frequência [°]	8,00	8,50	0,50	5,9%
fss [Nm/°]	1,25	1,22	0,03	2,1%

Fonte: Autor, 2018

Tabela 22 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira para o fenômeno *stick-slip* na condição de coeficiente de atrito alto

Fator Stick-Slip				
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
Amplitude [Nm]	23,22	22,45	0,77	3,4%
Frequência [°]	8,00	7,75	0,25	3,2%
fss [Nm/°]	2,90	2,90	0,01	0,2%

Fonte: Autor, 2018

Enfim, nas tabelas 23 e 24 são expressos os resultados dos valores de torque total e força de união no ponto de início do *stick-slip*, para coeficiente de atrito baixo e alto, na devida ordem. O erro obtido do comparativo entre Autor e Ferreira (2014) também é exposto.

Tabela 23 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira no ponto de início do fenômeno *stick-slip* na condição de coeficiente de atrito baixo

Ponto de Início do Stick-Slip				
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
Torque [Nm]	31,81	35,91	4,10	11,4%
Força [kN]	29,56	26,36	3,20	12,1%

Fonte: Autor, 2018

Tabela 24 - Comparativo dos resultados de Autor e Ferreira no ponto de início do fenômeno *stick-slip* na condição de coeficiente de atrito alto

	Ponto de Início do Stick-Slip			
	Autor	Ferreira (2014)	Δ	%
Torque [Nm]	48,08	43,24	4,84	11,2%
Força [kN]	25,13	22,69	2,44	10,8%

Fonte: Autor, 2018

5.2.3 Discussões

O modelo proposto para o fenômeno *stick-slip* no aparafusamento se mostrou correto na previsão do mesmo. Ao definir-se a velocidade de aperto em 200 rpm, foi observada a ocorrência do *stick-slip* durante o aumento do torque total no aparafusamento, o que não foi constatado na velocidade de 10 rpm. O modelo também se mostrou capaz de diferenciar de forma apropriada condições de coeficiente de atrito baixa e alta.

Na validação do modelo final, comparando os resultados com os dados experimentais de Ferreira (2014), nota-se uma correspondência adequada. Analisando as curvas de torque total versus ângulo, característicos de um aparafusamento, é possível notar que o modelo proposto reproduz de forma muito boa os resultados experimentais, desde o início do fenômeno. Os erros calculados para amplitude, frequência e fator fss ficam abaixo de 5,9%, na condição de coeficiente de atrito baixo, e 3,4% na condição de coeficiente de atrito alto.

No ponto de início do fenômeno *stick-slip*, quando comparado o modelo proposto com os dados de Ferreira (2014), os erros se mostraram sempre abaixo de 12,1%, tanto para o torque total, quanto para a força de união, independente da condição de coeficiente de atrito.

6 CONCLUSÕES

Neste trabalho foi estudado o processo de aparafusamento com e sem a ocorrência do fenômeno *stick-slip*. Foi proposto e validado um modelo matemático deste processo, elaborado com base em teorias e métodos científicos e empíricos.

Através dos resultados e discussões apresentados, é possível concluir que:

- a) o modelo apresentou um comportamento coerente quando alterações em variáveis de efeito conhecido foram aplicadas, tanto nas curvas torque versus ângulo, quanto nas curvas torque versus força, para casos sem ocorrência de *stick-slip*.
- b) o modelo apresentou erros baixos em faixas de torque acima da zona de acomodação quando comparado com outros modelos de elementos finitos, teóricos e experimentos da literatura, em casos sem ocorrência de *stick-slip*. Os erros mais altos ficaram em faixas de torque mais baixas, regiões de aperto contraindicadas para o aparafusamento.
- c) o planejamento experimental de fator único e efeito fixo aplicado nos dados experimentais de Ferreira (2014) contribuíram profundamente na compreensão do fenômeno *stick-slip* e no desenvolvimento do modelo final, ao qual foi agregado a parcela do fenômeno.
- d) o modelo final foi capaz de distinguir casos com e sem ocorrência do fenômeno *stick-slip*, identificar o seu ponto de início e diferenciar casos de coeficientes de atrito de valores baixos e altos.
- e) quando comparado com ensaios experimentais, o modelo final mostrou boa representatividade das curvas torque versus ângulo e um erro baixo do fator *stick-slip* (f_{ss}).

Visando a continuidade da avaliação e validação do modelo, são sugeridos os seguintes assuntos para trabalhos futuros:

- a) estudo das propriedades dos tratamentos superficiais aplicados em fixadores, buscando uma relação com a ocorrência do fenômeno *stick-slip*.
- b) estudo do processo de aparafusamento com e sem ocorrência do fenômeno *stick-slip* em outros tipos de tratamentos superficiais aplicados no par parafuso-porca.
- c) estudo mais aprofundado do modelo de coeficiente de atrito dependente da velocidade de aperto.

REFERÊNCIAS

- ALKATAN, F et al. Equivalent axial stiffness of various components in bolted joints subjected to axial loading. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 43, p. 589-598, mar. 2007.
- BHUSHAN, Bharat. **Introduction to tribology**. 2nd ed. New York: John Wiley & Sons, 2013.
- BICKFORD, John H. **An introduction to the design and behavior of bolted joints: non-gasketed joints**. 4th ed. New York: Marcel Dekker, 2008.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Shigley's mechanical engineering design**. 9th ed. New York: McGraw-Hill, 2011.
- CASSIDY, Simon. **Whether you think you can, or you think you can't – you're right**. 2018. Disponível em: <<https://bit.ly/2yzlnAq>>. Acesso em: 05 maio 2018.
- COLENCI, A. **Um estudo de sistematização da tecnologia de fixação por parafusos de alta resistência, no caso brasileiro**. 1992. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Escola de Engenharia de São Carlos (EESC), São Carlos, 1992.
- CROCCOLO, D.; AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. Experimental analysis on the tightening torque - preloading force relationship in threaded fasteners. In: INTERNATIONAL MECHANICAL ENGINEERING CONGRESS AND EXPOSITION, 2010, Vancouver. **Proceedings of the ASME...** Vancouver: ASME, 2010. p. 1-9.
- DE BAETS, P. et al. Experimental verification of the mechanisms causing stick-slip motion originating from relative deceleration. **Wear**, v. 243, p. 48-59, maio 2000.
- DENNY, M. Stick-slip motion: an important example of self-excited oscillation. **European Journal of Physics**, v. 25, p. 311-322, jan. 2004.
- DIETER JR, George E. **Mechanical metallurgy**. 3rd ed. New York: McGraw-Hill, 1986.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN 50969-1**: prevention of hydrogen-induced brittle fracture of high-strength steel building elements - part 1: advice on the prevention. Berlim, jun. 2009.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. **DIN EN ISO 16047**: fasteners - torque/clamp force testing. Berlim, jan. 2013.
- FERREIRA, Jeferson. **Fatores atuantes no aperto de fixadores roscados de aço com tratamentos superficiais que influem no surgimento do fenômeno stick-slip**. 2014. 138 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Centro Universitário da FEI, São Bernardo do Campo, 2014.

FUKUOKA, T.; TAKAKI, T. Elastic plastic finite element analysis of bolted joint during tightening process. **Journal of Mechanical Design**, v. 125, p. 823-830, dez. 2003.

FUKUOKA, T.; TAKAKI, T. Evaluations of the tightening process of bolted joint with elastic angle control method. **Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 478, p. 1-8, jul. 2004.

FUKUOKA, T.; TAKAKI, T. Mechanical behaviors of bolted joint during tightening using torque control. **JSME International Journal**, v. 41, n. 2, p. 185-191, 1998.

GARCIA, R. A que se propõem os elementos de fixação?. **Revista do Parafuso**, v. 41, p. 1, set. 2013. Disponível em: <<https://bit.ly/2AgGqZU>>. Acesso em: 19 mar. 2018.

GARCIA, R. Conceitos gerais sobre torque e processos de torque. **Revista do Parafuso**, v. 7, p. 1, dez. 2007. Disponível em: <<https://bit.ly/2yLoeFK>>. Acesso em: 19 mar. 2018.

HWANG, H.Y. Bolted joint torque setting using numerical simulation and experiments. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 27, n. 5, p. 1361-1371, 2013.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 898-1**: mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – part 1: bolts, screws and studs with specified property classes – coarse thread and fine pitch thread. Genebra, jan. 2013a.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 898-2**: mechanical properties of fasteners made of carbon steel and alloy steel – part 2: nuts with specified property classes – coarse thread and fine pitch thread. Genebra, mar. 2012.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 965-1**: rosca métrica ISO de uso geral – tolerâncias – parte 1: princípios e dados básicos. Genebra, set. 2013b.

ITO, T.; TOYODA, J.; NAGATA, S. Interface pressure distribution in a bolt-flange assembly. **Journal of Mechanical Design**, v. 101, p. 330-337, abr. 1979.

IZUMI, S. et al. Threedimensional finite element analysis of tightening and loosening mechanism of threaded fastener. **Engineering Failure Analysis**, v. 12, p. 604-615, dez. 2005.

LIMA, Luis Cláudio Soares. **Efeito do revestimento em elementos de fixação com relação à força tensora**. 2009. 130 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2009.

LITTLE, R. E. Bolted joints: how much give. **Machine Design**, v. 39, n. 26, p. 173-175, nov. 1967.

MEYER, G.; STRELOW, D. Simple diagrams aid in analyzing forces in bolted joints. **Assembly Engineering**, p. 28-33, jan. 1972.

MOHAMMED, Ammar A.; RAHIM, I. Investigate stick-slip intervals with one equation of motion and analyse the effect of the friction noise. **International Journal of Scientific & Technology Research**, v. 2, n. 5, p. 96-111, maio 2013.

MONTGOMERY, Douglas C. **Design and analysis of experiments**. 8th ed. New York: John Wiley & Sons, 2013.

MOTOSH, N. Determination of joint stiffness in bolted connections. **Journal of Engineering for Industry**, p. 858-861, ago. 1976.

MUNIZ, José Maria. **Fenômenos tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusadas**. 2007. 66 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

NACHANE, R. P.; HUSSAIN, G. F. S.; IYER, K. R. K. Theory of stick-slip effect in friction. **Indian Journal of Fibre & Textile Research**, v. 23, p. 201-208, dez. 1998.

NASCIMENTO JUNIOR, Hermano. **Estudo da relação torque x força tensora e do coeficiente de atrito em parafusos revestidos isentos de cromo hexavalente**. 2003. 194 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica, Mina Gerais, 2003.

NASSAR, S.A.; BARBER, G.C.; ZUO, D. Bearing friction torque in bolted joints. **Tribology Transactions**, v. 48, p. 69-75, 2005.

NASSAR, S.A et al. An experimental study of bearing and thread friction in fasteners. **Journal of Tribology**, v. 127, p. 263-272, abr. 2005.

NASSAR, S.A et al. Effect of tightening speed on the torque-tension and wear pattern in bolted connections. **Journal of Pressure Vessel Technology**, v. 129, p. 426-440, ago. 2007.

OLSSON, H. et al. Friction models and friction compensation. **European Journal of Control**, v. 4, p. 176-195, 1998.

OSGOOD, Carl C. Saving weight on bolted joints. **Machine Design**, v. 51, n. 24, p. 128-133, 1979.

PIZZIO, Éverton. **Avaliação da vida em fadiga de uniões roscadas**. 2005. 105 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2005.

QIU, X. H.; GUO, K.Q.; WU, Z.Z. **Machine design**. 1st ed. Beijing: Higher Education Press, 1997.

RONAN, Colin A. **História ilustrada da ciência**. 1st ed. São Paulo: Abril, 1987.

SANTOS, Adriano Domeny. **Dinâmica de uma coluna rotativa esbelta sujeita à ação de stick-slip em duas regiões distintas**. 2015. 72 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, 2015.

SILVA, Jorge Miguel Garcia. **Análise de esforços em juntas aparafusadas pré tensionadas**. 2016. 51 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Aveiro, Portugal, 2016.

SINGH, B. R. Study of critical velocity of stick-slip sliding. **Journal of Engineering for Industry**, p. 393-398, nov. 1960.

STEPHEN, J. T.; MARSHALL, M.B.; LEWIS, R. An investigation into contact pressure distribution in bolted joints. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 0, p. 1-14, 2014.

SUETTI, André Garcia Lima. **Estudo do fenômeno stick-slip aplicado às vibrações de freios automotivos**. 2011. 89 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2011.

UENO, T. et al. Establishment of bolt tightening simulation system for automotive industry application of the highly reliable CAE model. **International Business & Economics Research Journal**, v. 8, n. 5, p. 57-68, maio 2009.

VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE. **VDI 2230**: Systematic calculation of highly stressed bolted joints - joints with one cylindrical bolt. Dusseldorf, nov. 2015.

WOODBURY, Robert S. **Studies in the history of the machine tools**. 1st ed. Cambridge: The MIT Press, 1973.

YAMAMOTO, A. **Principle and design of screw joint**. 1st ed. Tokyo: Yokendo, 1995.

YASSUDA, Irineu S. **Estudo do comportamento de revestimentos superficiais em elementos roscados de fixação quando submetidos a torque**. 2006. 101 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia e Tecnologia Espacial) - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2006.

YOSHIZAWA, H.; ISRAELACHVILI, J. Fundamental mechanisms of interfacial friction – stick-slip friction of spherical and chain molecules. **The Journal of Physical Chemistry**, v. 97, n. 43, p. 11300-11313, 1993.

YU, Q. et al. Finite element analysis of relationship between tightening torque and initial load of bolted connections. **Advances in Mechanical Engineering**, v. 7, n. 5, p. 1-8, 2015.

ZEILMANN, Adriano et al. Teoria e experimentação no estudo sobre atritos em atuadores robóticos. **Mecânica Computacional**, v. 29, p. 2689-2708, nov. 2010.

**APÊNDICE A – TABELAS DOS DADOS EXPERIMENTAIS DE FERREIRA (2014)
UTILIZADOS NAS ANÁLISES DE INFLUÊNCIA**

Tabela A.1 - Dados dos experimentos com ocorrência de *stick-slip*

Item	Parâmetros do Ensaio		Ponto de Início do Stick-Slip			Parâmetros do Stick-Slip			
	Rotação [rpm]	Coefficiente de Atrito [-]	Torque [Nm]	Força [kN]	Forma [-]	2 x Amplitude [Nm]	Amplitude [Nm]	Período [grau]	fss [Nm / grau]
1	200	Alto	53,99	26,49	Queda no torque	25,98	12,99	6,25	2,08
2	200	Alto	34,84	26,89	Queda no torque	39,47	19,74	6,25	3,16
3	200	Alto	42,37	27,46	Perturbação no torque	49,31	24,66	7,75	3,18
4	200	Alto	34,99	26,03	Queda no torque	35,78	17,89	7,75	2,31
5	200	Alto	58,46	28,17	Queda no torque	51,96	25,98	7,75	3,35
6	200	Alto	31,64	22,22	Queda no torque	40,36	20,18	7,00	2,88
7	200	Alto	43,93	26,64	Perturbação no torque	52,21	26,11	8,25	3,16
8	200	Alto	35,31	26,38	Queda no torque	43,77	21,89	7,50	2,92
9	200	Alto	42,81	22,28	Perturbação no torque	41,39	20,70	8,75	2,37
10	200	Alto	28,29	19,24	Queda no torque	49,89	24,95	7,50	3,33
11	200	Alto	43,11	26,65	Perturbação no torque	55,35	27,68	7,75	3,57
12	200	Alto	39,58	30,92	Queda no torque	44,40	22,20	6,50	3,42
13	200	Alto	51,24	29,29	Queda no torque	36,10	18,05	7,50	2,41
14	70	Alto	63,37	27,12	Queda no torque	49,36	24,68	7,50	3,29
15	70	Alto	54,18	26,87	Queda no torque	41,51	20,76	7,75	2,68
16	70	Alto	34,51	25,19	Queda no torque	35,04	17,52	6,00	2,92
17	200	Baixo	50,55	26,64	Queda no torque	24,97	12,49	8,00	1,56
18	200	Baixo	32,64	25,29	Queda no torque	17,12	8,56	6,50	1,32
19	200	Baixo	30,20	23,31	Perturbação no torque	10,71	5,36	7,00	0,77
20	200	Baixo	33,80	24,99	Queda no torque	8,86	4,43	6,25	0,71
21	200	Baixo	39,31	23,50	Perturbação no torque	26,94	13,47	8,50	1,58
22	200	Baixo	37,59	28,16	Queda no torque	22,48	11,24	8,50	1,32
23	200	Baixo	45,96	24,20	Queda no torque	21,71	10,86	7,50	1,45
24	200	Baixo	30,84	24,79	Queda no torque	10,07	5,04	7,25	0,69
25	200	Baixo	40,15	26,91	Perturbação no torque	28,21	14,11	8,00	1,76
26	200	Baixo	35,85	25,91	Queda no torque	10,15	5,08	6,00	0,85
27	200	Baixo	42,54	23,49	Perturbação no torque	25,60	12,80	11,25	1,14
28	200	Baixo	34,94	27,21	Perturbação no torque	12,52	6,26	6,75	0,93
29	200	Baixo	39,15	23,78	Perturbação no torque	33,12	16,56	11,75	1,41
30	200	Baixo	33,81	25,30	Queda no torque	14,13	7,07	8,50	0,83
31	200	Baixo	42,70	21,06	Perturbação no torque	23,92	11,96	9,00	1,33
32	200	Baixo	35,68	24,77	Queda no torque	23,69	11,85	6,50	1,82
33	200	Alto	42,45	23,11	Queda no torque	49,41	24,71	8,75	2,82
34	200	Baixo	39,72	27,25	Queda no torque	24,37	12,19	7,00	1,74
35	200	Alto	52,63	25,96	Queda no torque	33,05	16,53	8,75	1,89
36	200	Baixo	34,16	19,95	Queda no torque	14,69	7,35	7,75	0,95
37	200	Alto	47,75	23,77	Queda no torque	41,59	20,80	7,00	2,97
38	200	Baixo	35,91	26,36	Queda no torque	28,67	14,34	7,25	1,98
39	200	Alto	54,48	25,00	Queda no torque	33,43	16,72	8,00	2,09
40	200	Baixo	35,51	21,80	Queda no torque	14,67	7,34	6,75	1,09
41	200	Alto	45,58	23,89	Queda no torque	42,08	21,04	8,00	2,63
42	200	Alto	64,57	31,14	Queda no torque	40,77	20,39	9,25	2,20

Fonte: Autor, 2018

Tabela A.2 - Dados dos experimentos sem ocorrência de *stick-slip*

Item	Rotação [rpm]	Coefficiente de Atrito Teórico [-]	Coefficiente de Atrito Resultante [-]
1	200	Baixo	0,097
2	200	Baixo	0,076
3	200	Baixo	0,092
4	200	Baixo	0,076
5	200	Baixo	0,086
6	200	Baixo	0,078
7	200	Alto	0,163
8	200	Alto	0,156
9	200	Alto	0,157
10	200	Alto	0,164
11	200	Alto	0,160
12	200	Alto	0,156
13	10	Baixo	0,128
14	10	Baixo	0,102
15	10	Baixo	0,130
16	10	Baixo	0,105
17	10	Baixo	0,121
18	10	Baixo	0,104
19	10	Alto	0,217
20	10	Alto	0,205
21	10	Alto	0,217
22	10	Alto	0,205
23	10	Alto	0,203
24	10	Alto	0,209

Fonte: Autor, 2018

**APÊNDICE B – FLUXOGRAMA DO MODELO FINAL DO APARAFUSAMENTO
COM O FENÔMENO STICK-SLIP**

Figura B.1 - Fluxograma do modelo final do aparafusamento com *stick-slip*

Fonte: Autor, 2018