

UNIVERSIDADE FEDERAL FLUMINENSE
ESCOLA DE ENGENHARIA
MESTRADO PROFISSIONAL EM MONTAGEM INDUSTRIAL

FELIPE SARABANDO D' OLIVEIRA

**INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO REVESTIMENTO DE FIXADORES E
CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA NA
MONTAGEM DE FLANGES API**

Niterói, RJ

2018

FELIPE SARABANDO D' OLIVEIRA

**INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO REVESTIMENTO DE FIXADORES E
CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA NA
MONTAGEM DE FLANGES API**

Dissertação apresentada ao Mestrado Profissional em Montagem Industrial da Universidade Federal Fluminense, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Montagem Industrial. Área de Concentração: Montagem Industrial.

Orientador:
Prof. Dr. Antonio Lopes Gama

Niterói, RJ
2018

FELIPE SARABANDO D'OLIVEIRA

**INVESTIGAÇÃO DA INFLUÊNCIA DO REVESTIMENTO DE FIXADORES E
CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA NA
MONTAGEM DE FLANGES API**

Dissertação apresentada ao Mestrado Profissional em
Montagem Industrial da Universidade Federal
Fluminense, como requisito parcial para obtenção do
Grau de Mestre. Área de Concentração: Montagem
Industrial.

Aprovada em 30 de novembro de 2018.

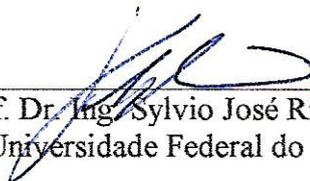
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Antonio Lopes Gama – Orientador - Presidente
Universidade Federal Fluminense



Prof. Dr. José Luiz Ferreira Martins
Universidade Federal Fluminense



Prof. Dr. Eng. Sylvio José Ribeiro de Oliveira
Universidade Federal do Rio de Janeiro

DEDICATÓRIA

Dedico esta dissertação de final de curso aos meus pais, aos meus irmãos, meus avós e minha namorada, cujo suporte foi essencial para que eu fosse capaz de atingir este objetivo pessoal. Sou muito grato por tê-los ao meu lado e poder compartilhar essa vitória com vocês.

“A alegria não chega apenas no encontro do achado, mas faz parte do processo da busca.”

Paulo Freire

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que me ajudaram na execução deste trabalho de final de curso, aos meus colegas de turma e aos professores com os quais convivi e tive a oportunidade de ser aluno durante o curso de Mestrado Profissional em Montagem Industrial.

Meus agradecimentos especiais às pessoas, cuja participação neste trabalho foi muito valiosa:

Ao professor Antonio Lopes Gama, pela orientação e auxílio no desenvolvimento deste trabalho compartilhando seu conhecimento e sabedoria e demonstrando sempre grande dedicação e empenho em me guiar por todo este processo.

A minha namorada, Anna Carolina por todo apoio e compreensão demonstrados durante os anos em que me dediquei ao desenvolvimento deste trabalho.

Aos técnicos do laboratório de tecnologia mecânica da Universidade Federal Fluminense, pelo suporte na usinagem das células de carga.

Ao professor José Luiz Ferreira Martins pela dedicação de seu tempo em auxiliar a calibração das células de carga em seu laboratório.

A todos os colaboradores da corporação TechnipFMC que me prestaram grande suporte com a disponibilização dos recursos para realização dos experimentos, em especial ao Luiz Eduardo, à Marília Azevedo, ao Fábio Libardi, ao Leandro Duarte, ao Raffaele Palermo e ao Gabriel Negrão.

Às alunas Alice Zanon e Priscila Nogueira do curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal Fluminense pelo suporte na disponibilização e operação do aparelho de ultrassom.

Ao meu caro amigo Luis Claudio, por sua colaboração na fabricação dos componentes utilizados neste estudo.

RESUMO

O presente trabalho investiga a influência de diferentes tipos de revestimentos e condições de lubrificação na relação entre o torque aplicado e a pré-carga gerada em fixadores durante a montagem de flanges API comumente encontrados em equipamentos e tubulações da indústria de óleo e gás. Para tal, desenvolveu-se um procedimento experimental no qual são realizados diversos ensaios de torque simulando as condições reais de montagem utilizando combinações de amostras de fixadores de dois diâmetros nominais (3/4" e 1.1/2"), com dois tipos de revestimento (cádmio bicromatizado eletrodepositado e revestimento orgânico de bissulfeto de molibdênio) sob duas condições distintas de lubrificação (a seco e com graxa à base de bissulfeto de molibdênio). A medição da pré-carga gerada no fixador é determinada por meio de células de carga desenvolvidas especificamente para este trabalho que dispõe de extensômetros uniaxiais e torcionais para leitura da deformação axial do fixador e outros parâmetros para uma seleção de valores de torque aplicados de forma controlada e medidos por meio de torquímetro digital e transdutores de torque. Para as amostras de estojos de cádmio e bissulfeto de molibdênio de 1.1/2" com aplicação de graxa, também foi utilizado o método de medição de tensão por ultrassom para verificação da pré-carga para efeito de comparação com os valores lidos pelas células de carga. Ao realizar a análise estatística dos resultados advindos dos ensaios e de posse das fórmulas para torque x pré-carga presentes na literatura, é possível calcular o valor do coeficiente de atrito médio para cada condição, permitindo determinar-se então o valor de torque necessário para atingir determinada pré-carga para uma faixa de diâmetros nominais de fixador. Tal resultado é de extrema importância para a garantia da montagem eficiente e segura de juntas com selo metálico, pois permite elaborar tabelas de torque com valores condizentes com as situações reais encontradas nas montagens em campo e fábrica que servirão de referência tanto para os operadores durante a atividade de torqueamento de uma junta, quanto para engenheiros que queiram determinar o valor de torque necessário para gerar uma pré-carga desejada em qualquer aplicação, seja ela de flanges API, estruturas, ou juntas aparafusadas de qualquer tipo, desde que se encontrem sob as condições de lubrificação e revestimento investigadas neste trabalho. Atualmente não se encontram informações precisas a respeito dessas condições de montagem na literatura especializada. Este trabalho se propõe a complementar o conhecimento neste campo.

Palavras chave: Torque, Pré-Carga, Estorjo, Parafuso, Porca, Coeficiente de Atrito, Bissulfeto de Molibdênio, Cádmio, Flange API, Montagem Industrial.

ABSTRACT

The study presented here investigates the influence of different types of coating and lubrication conditions on the relationship between the torque applied and the preload generated on fasteners during the assembly of API flanges commonly used in piping and equipment of the oil and gas industry. To perform this investigation, an experimental procedure was developed in which several torque tests are carried out simulating the real assembly conditions using fasteners of two different nominal diameter sizes (3/4" e 1.1/2"), with two types of coating (cadmium dichromate plating and molybdenum disulfide organic coating) and under two distinct lubrication conditions (dry and with molybdenum disulfide based grease). The magnitude of the preload generated on the fastener is obtained through the measurement of the axial elongation of the fastener, using load cells developed specifically for this work. These load cells have uniaxial and torsional strain gauges attached to it to determine the preload reached at each torque value applied to the fastener (For the 1.1/2" greased studs condition it was also used the ultrasonic method for measurement of the pre-load in order to compare its results to the preload measured by the cell). These torque values are therefore measured by digital torque wrenches and torque transducers. After performing a statistical analysis upon the tests results and with the torque-preload formulas provided by literature in hand, the value of the friction coefficient can be calculated, therefore allowing the determination of the value of torque necessary to reach a determinate pre-load for a given range of fastener nominal diameter sizes. Such result is extremely important to guarantee the efficient and safe assembly of metallic seal joints, once it enables the creation of torque tables containing values that reflect the real conditions found on field and factory assemblies. This information will be of great value for reference of assembly operators whilst assembling a joint and also for engineers to determinate the correct amount of torque necessary to generate a desired value of preload at any application, whether it may be an API flange joint, structural bolting, or any other type of bolted joint lying under the coating and lubrication conditions investigated in this study. Nowadays one cannot find accurate information about this assembly conditions on specialized literature. This work aims to complement the knowledge on this field.

Keywords: Torque, Preload, Stud, Bolt, Nut, Friction Coefficient, Molybdenum Disulfide, Cadmium, API Flange, Industrial Assembly.

SUMÁRIO

DECICATÓRIA, p. 3

AGRADECIMENTOS, p.4

RESUMO, p. 5

ABSTRACT, p. 6

SUMÁRIO, p. 7

1 INTRODUÇÃO, p. 9

1.1 APLICAÇÃO DOS FIXADORES ROSCADOS, p.9

1.2 HISTÓRICO, p.10

1.3 IMPORTÂNCIA DO ESTUDO DO TORQUE NA MONTAGEM DE UM
FIXADOR, p.11

1.4 OBJETIVO DO TRABALHO, p.12

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO, p.13

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA, p.14

2.1 INTRODUÇÃO AO PROJETO E COMPORTAMENTO DE JUNTAS POR
FIXADORES ROSCADOS, p.14

2.2 INFLUÊNCIA DO REVESTIMENTO DO FIXADOR E DA CONDIÇÃO DE
LUBRIFICAÇÃO NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA, p.19

2.3 INFLUÊNCIA DA QUANTIDADE DE REAPERTOS DO FIXADOR NA
RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA, p.31

2.4 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DE APLICAÇÃO DE TORQUE NA
RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA, p.32

2.5 INFLUÊNCIA DO ACABAMENTO SUPERFICIAL DA JUNTA NA
RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA, p.33

2.6 INFLUÊNCIA DA AUSÊNCIA DE FOLGA NO FURO DE ALOJAMENTO DO
FIXADOR NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA, p.35

2.7 FUNDAMENTOS DA MONTAGEM DE FIXADORES EM JUNTAS FLANGEADAS,
p.36

2.8 CARACTERÍSTICAS DOS FIXADORES UTILIZADOS EM FLANGES API
NO BRASIL, p.38

2.9 MÉTODO DE APLICAÇÃO DE TORQUE EM JUNTAS DE FLANGES API, p.41

2.10 MÉTODO DE VERIFICAÇÃO DA PRÉ-CARGA DOS FIXADORES DE UMA JUNTAS DE FLANGE API, p.42

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL, p.46

3.1 PROJETO DA CÉLULA DE CARGA, p.46

3.2 DIMENSIONAMENTO DAS CÉLULAS DE CARGA, p.52

3.3 COLAGEM DOS EXTENSÔMETROS, p.54

3.4 SOLDAGEM DOS TERMINAIS DOS EXTENSÔMETROS E CONFECÇÃO DOS CABOS ELÉTRICOS, p.55

3.5 CALIBRAÇÃO DAS CÉLULAS DE CARGA, p.57

3.6 MATERIAIS DOS CORPOS DE PROVA, p.68

3.7 EXPERIMENTO, p.68

4 RESULTADOS, p.93

4.1 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS DOS FIXADORES DE 3/4", p.93

4.2 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS DOS FIXADORES DE 1.1/2", p.96

4.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES, p.100

4.4 TABELA DE TORQUE PARA FIXADORES DE 3/4" E DE 1.1/2", p.122

5 CONCLUSÕES, p.123

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS, p.125

ANEXO, p.131

1 INTRODUÇÃO

1.1 APLICAÇÃO DOS FIXADORES ROSCADOS

Ao observar o mundo ao nosso redor, nota-se facilmente a presença massiva de elementos de fixação roscados, seja em automóveis, na indústria, na construção civil, entre tantos outros. Para se ter uma noção mínima da dimensão dessa presença, estima-se que um automóvel possua em média 1.500 fixadores roscados, de acordo com Ugeda (2011), e ao levar em consideração a produção de veículos brasileira no ano de 2016 de 2,15 milhões de unidades (segundo dados da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores), obtém-se a quantia aproximada de 3,22 bilhões de fixadores produzidos por ano apenas para a indústria automotiva do Brasil. Além disso, dados do Programa de Mobilização da Indústria Nacional de Petróleo e Gás Natural (PROMINP) indicam que a demanda anual por fixadores de alta resistência para aplicações na Indústria de Óleo e Gás entre os anos de 2010 e 2014 foi de 1,6 milhões de unidades apenas para atender à demanda específica da empresa petrolífera Petrobras.

Alguns dos principais motivos pelos quais este método de união possui tão vasta aplicação são: o fato de permitir montagens e desmontagens, o que facilita a manutenção e o reparo de componentes; o baixo custo e redução de complexidade que o seu emprego traz a um projeto, tendo em vista que outros métodos, como união por soldagem por exemplo, necessitam de mão de obra com maior nível de qualificação e em alguns casos certificações e inspeções de elevado custo e complexidade, enquanto que a maioria dos fixadores estão disponíveis comercialmente com uma ampla gama de fabricantes, sendo os mesmos produzidos seguindo rigorosas normas de qualidade já estabelecidas e bastante difundidas.

Portanto, por estes motivos pode-se vislumbrar que a utilização de fixadores irá perdurar por um longo período, com presença cada vez maior em nosso cotidiano. Embora muito já se tenha estudado a respeito deste tema ao longo da história, sempre haverá espaço para a contribuição contínua à evolução do conhecimento deste tema, ao passo em que se busca o desenvolvimento de novos materiais, novas aplicações e novos métodos de montagem.

1.2 HISTÓRICO

Relatos dos primeiros registros de elementos de fixação roscados remontam à Idade Média, com desenhos nos cadernos de Leonardo Da Vinci de uma máquina para fabricação de parafusos e também em componentes da prensa de Johann Gutenberg, porém estes ainda eram muito rústicos e de fabricação artesanal. Após a criação da máquina para fabricação de parafusos por Jacques Besson em 1568, do advento das armas de fogo e posteriormente a Revolução Industrial, os fixadores começaram a ser fabricados em larga escala, deste modo contribuindo para a ampliação do seu uso e desenvolvimento. Ainda assim, os fixadores eram fabricados por diversas indústrias e cada uma possuía seu próprio padrão de fabricação de rosca com grandes diferenças entre elas, o que impossibilitava uma montagem com peças de diferentes fabricantes, uma das principais características que traz grande vantagem aos fixadores atuais, conhecida como intercambialidade.

Em 1841 houve o primeiro esforço para padronização de roscas, com a adoção do sistema britânico Whitworth, desenvolvido por Joseph Withworth, para roscas em polegadas. Este sistema estabelecia que o ângulo do filete de rosca deveria possuir 55° e que seu vértice possuísse formato arredondado. Em seguida, em 1864, William Sellers propôs um sistema em alternativa ao padrão Withworth, que ficaria conhecido como padrão Sellers, no qual as dimensões em polegadas se manteriam as mesmas, porém o ângulo do filete de rosca passaria a 60° e o vértice possuiria formato achatado.

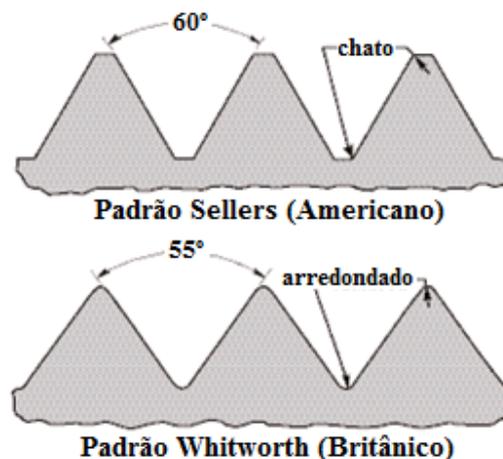


Figura 1.1: Diferenças entre padrão Sellers e Whitworth para roscas em polegada
(Adaptado de <<http://www.makinolo.com/2010/09/la-rosca-de-un-tripode/>>. Acesso em 06/05/2017)

Em 1898 o Congresso Internacional de Zurique estabeleceu o padrão para a rosca métrica em unidades do Sistema Internacional de Medidas, sendo o ângulo e a forma do filete semelhantes ao padrão Sellers. Deste ponto em diante, com as geometrias de rosca já estabelecidas, as sociedades normativas internacionais começaram a aparecer por todo o mundo e voltaram suas atenções à padronização dos materiais e métodos empregados na fabricação de fixadores, como por exemplo, as normas de fabricação da Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos (ASME), da Sociedade Americana para Testes e Materiais (ASTM) e da Organização Internacional para Padronização (ISO).

O foco deste trabalho será nas roscas em polegadas pertencentes ao sistema unificado americano (UNC), devido ao fato de estas serem as roscas determinadas como padrão para utilização em juntas flangeadas pelo Instituto Americano do Petróleo (API), além de serem também o padrão de rosca mais empregado na indústria de óleo e gás no mundo e no Brasil.

1.3 IMPORTÂNCIA DO ESTUDO DO TORQUE NA MONTAGEM DE UM FIXADOR

Com o avanço dos estudos nos campos de materiais e tribologia, começaram a ser aplicadas novas tecnologias aos fixadores, como o desenvolvimento de revestimentos que promovem proteção anticorrosiva (e.g., revestimentos de cádmio e zinco bicromatizados) e revestimentos com propriedades anti-aderentes (e.g., revestimentos de PTFE, também conhecido como “teflon” e de Bissulfeto de Molibdênio); e o desenvolvimento de novos materiais para aplicação em fixadores melhorando suas propriedades mecânicas. Além disso, grandes avanços no campo da ciência e tecnologia da interação de superfícies em movimento relativo, conhecida como tribologia, também proporcionaram um maior conhecimento a respeito do comportamento dos lubrificantes na aplicação em fixadores roscados tornando possível o desenvolvimento de novos lubrificantes que reduzissem a força de atrito durante o torque do fixador e também tornasse seu valor mais estável e previsível.

Ao mesmo passo em que esses avanços começaram a ser aplicados, houve a necessidade de se compreender melhor a influência destes novos revestimentos, lubrificantes e materiais no torque a ser aplicado em uma junta. Para a montagem eficiente e segura de uma junta, é de suma importância conhecer profundamente a relação entre torque aplicado ao fixador e a pré-carga gerada neste e por consequência na junta, pois do mesmo modo que um torque excessivo pode comprometer a resistência do fixador quando imposto às cargas e condições de

serviço levando a uma falha potencialmente catastrófica, um torque abaixo do necessário pode causar um desprendimento do fixador devido à vibração ou não prover a vedação necessária a uma junta de flanges, por exemplo, levando em ambos os casos à falha em cumprir os objetivos previstos pelo projeto da junta, podendo acarretar em vazamentos e falhas estruturais que podem vir a gerar impactos ambientais, acidentes e retrabalhos de alto custo e complexidade.

Conforme será apresentado adiante neste trabalho, existe bastante material de pesquisa disponível abrangendo o estudo dos revestimentos de Zinco Bicromatizado e de Politetrafluoretileno (PTFE), por serem os revestimentos mais utilizados internacionalmente. Porém, a indústria de óleo e gás brasileira ainda utiliza em sua grande maioria fixadores com revestimento de Cádmio Bicromatizado e Bissulfeto de Molibdênio.

Um dos motivos para esta diferença gira em torno dos efeitos tóxicos do Cádmio tanto em seu processo de produção, quanto no futuro descarte gerando impactos ao meio ambiente e à saúde humana, o que tem levado a indústria a substituir gradativamente este revestimento pelo de Zinco. No entanto, a indústria brasileira de óleo e gás ainda apresenta resistência a essa substituição pelo fato do revestimento de Cádmio possuir melhor desempenho na proteção anticorrosiva do que o revestimento de Zinco, principalmente em aplicações submarinas ou próximas à água salgada. A tendência é de que esta situação se mantenha por um longo período até que se encontre um substituto viável para o Cádmio que possua as mesmas propriedades anticorrosivas e sem os seus efeitos danosos. Por este fato, não se encontra muito material de pesquisa disponível a respeito das condições tribológicas dos revestimentos de cádmio e Bissulfeto de Molibdênio, já que a comunidade internacional tem focado suas pesquisas nos revestimentos de maior uso em todo o mundo (Zinco e PTFE).

1.4 OBJETIVO DO TRABALHO

Diante do exposto anteriormente, o objetivo deste trabalho será investigar, por meio de procedimentos experimentais de ensaio de torque, a influência dos revestimentos de Cádmio Bicromatizado e de Bissulfeto de Molibdênio em conjunto com a condição de lubrificação aplicada durante a montagem (condição seca ou com graxa a base de Bissulfeto de Molibdênio) na relação entre o torque aplicado a um fixador e a pré-carga gerada neste para que seja possível especificar de forma correta o torque a ser aplicado durante a montagem de uma junta de Flanges API, para que se obtenha a força de contato necessária nesta, evitando assim a

sobrecarga dos fixadores ou uma carga abaixo da necessária para prover a vedação da junta e o travamento dos fixadores.

Com os resultados desta investigação serão desenvolvidas tabelas de torque para uso em montagens de juntas de flange API na qual haja a aplicação dos fixadores abordados neste estudo.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho está distribuído em 6 capítulos. No Capítulo 1 é realizada uma breve introdução a respeito da história do emprego de fixadores roscados e a sua presença em projetos de engenharia na atualidade, apresentando a importância do estudo no contexto atual, a delimitação do seu escopo e o seu objetivo. O Capítulo 2 será dedicado à revisão bibliográfica apresentando os principais artigos e livros a respeito do tema já publicados até a presente data. No Capítulo 3 serão apresentados os fundamentos por trás da montagem de uma junta por aplicação de torque e detalhamento das especificações técnicas dos materiais dos fixadores utilizados em juntas de flange API que farão parte do experimento. No Capítulo 4 será apresentada a metodologia experimental que será utilizada para se atingir o objetivo proposto por este trabalho. No 5º capítulo serão apresentados os resultados obtidos nos experimentos e por fim, no 6º capítulo será desenvolvida uma conclusão comparando os resultados deste trabalho com outros estudos e será proposto um memorial de cálculo para determinação do torque a ser aplicado em montagens de juntas flangeadas API em conjunto com tabelas para as condições de montagem estudadas neste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 INTRODUÇÃO AO PROJETO E COMPORTAMENTO DE JUNTAS POR FIXADORES ROSCADOS

Bickford (2008) apresenta uma literatura voltada especificamente ao estudo do projeto e comportamento de juntas unidas por fixadores roscados. Esta obra descreve inclusive a principal teoria por trás da montagem de uma junta pela aplicação de torque. Bickford descreve que ao se aplicar torque em um fixador, ocorre o deslocamento angular em torno do eixo central deste promovendo ao mesmo tempo o deslocamento linear axial, em função do perfil helicoidal das roscas, que devido à restrição física de movimento imposta pela junta, transforma este deslocamento em alongamento axial do fixador. Este alongamento é o produto da carga de tensionamento do fixador (também conhecido como pré-carga).

No entanto, apenas uma pequena porção do torque aplicado é convertida diretamente em pré-carga. A maior parte do torque aplicado é convertida em energia térmica (geração de calor) devido à ação das forças de atrito: entre a face girante do elemento de fixação e a face da junta que permanece estática (e.g. atrito da face da cabeça do parafuso girando sobre a face de um flange); e entre os filetes da rosca externa do fixador (e.g. parafuso, estojo) e os filetes da rosca interna (e.g. porca, furo roscado).

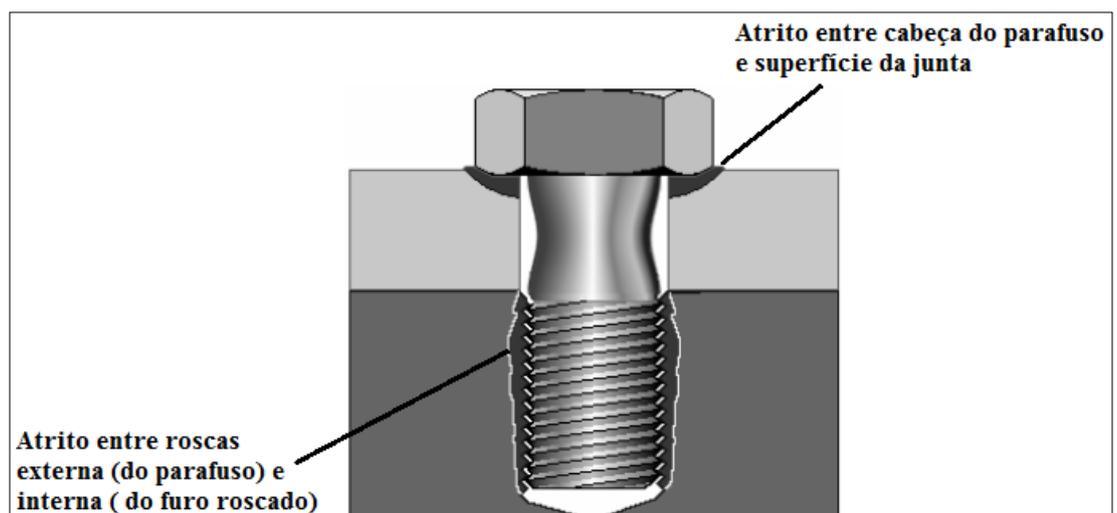


Figura 2.1: Regiões de atrito de um fixador durante aplicação de torque (*Adaptado de* Muniz, J.M., 2007)

Bickford (2008) afirma que aproximadamente 50% do torque aplicado é consumido pelo atrito entre a face girante do fixador e a superfície da junta e que aproximadamente outros 40% são consumidos pelo atrito entre as roscas externa e interna. Portanto, apenas algo em torno de 10% do torque é convertido em pré-carga do fixador, que é o que se deseja obter após a montagem da junta.

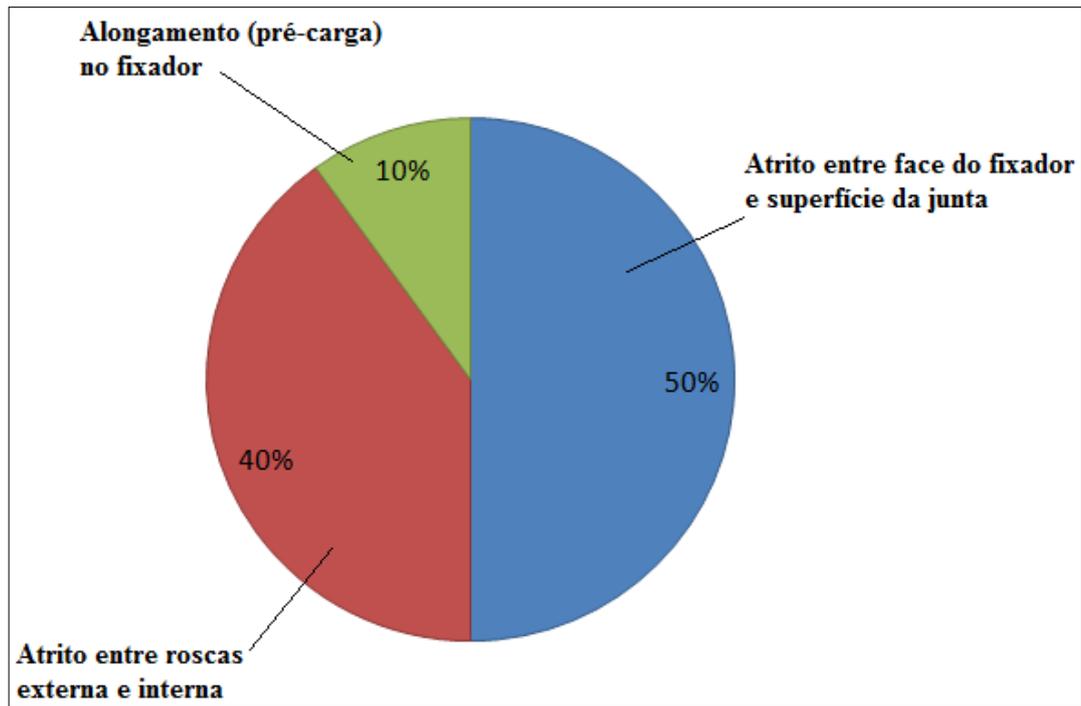


Figura 2.2: Gráfico da distribuição de torque em um fixador (*Adaptado* Próprio autor; 2018).

A forma ideal de se controlar com precisão a pré-carga do fixador durante a sua montagem seria medindo-a diretamente. Porém, esta medição é bastante complexa, de alto custo e por vezes tecnicamente impossível de ser realizada durante a montagem. A alternativa para controlar a pré-carga mais utilizada nas montagens de campo é o controle indireto pela medição do torque aplicado. Para que tal controle seja um indicativo preciso e confiável da pré-carga, é necessário conhecer a relação entre o torque aplicado e a pré-carga gerada. Bickford (2008) propõe duas equações que estabelecem essa relação e servem de referência para que engenheiros possam determinar o torque correto a ser aplicado durante a montagem. As equações apresentadas por Bickford são descritas a seguir:

$$T = F \cdot K \cdot D \quad (2.1)$$

Esta Equação é uma forma simplificada de estabelecer a relação entre o torque aplicado ao fixador (T) e a força tensora ou pré-carga no mesmo (F) em função do seu diâmetro nominal (D). Para tal, é necessário conhecer a incógnita (K), também conhecida como “fator porca”, que é a parcela que representa o fator de atrito total presente na operação de torque. Este fator é totalmente dependente das condições de montagem da junta, como condição de lubrificação e revestimento do fixador, por exemplo. Para determiná-lo é necessário realizar ensaios experimentais reproduzindo as condições da montagem.

Bickford (2008) apresenta uma tabela com valores do fator porca encontrados por diversos estudos para uma série de diferentes condições de aperto de fixadores:

Tabela 2.1: Fatores Porca (K)

Materiais de Fixadores e Revestimentos	Fatores Porca Reportados		
	Min.	Médio	Max.
Aço Carbono ou Baixa Liga sem revestimento (a seco)	0.158	0.2	0.267
Aço Inoxidável em Aço Carbono ou Baixa Liga (a seco)		0.3	
Cádmio Eletrodepositado (a seco)	0.106	0.2	0.328
Cádmio Eletrodepositado (com pasta à base de cera)	0.17	0.187	0.198
Everlube 810 (à base de MoS ₂ /grafite com aglomerante de silicone)	0.09		0.115
Everlube 811 (à base de MoS ₂ /grafite com aglomerante de sílica)	0.09		0.115
Everlube 6108 (PTFE com aglomerante fenólico)	0.105		0.13
Everlube 6109 (PTFE com aglomerante de epóxi)	0.115	—	0.14
Galvanizado (a seco)	0.14		0.31
Galvanizado (com pasta à base de cera diluída em água)	0.10		0.16

Fonte: Adaptado de Bickford, John H., 2008

Esta tabela apresenta importantes dados a respeito da influência do revestimento do fixador e da lubrificação na relação entre torque x pré-carga. É possível notar, por exemplo, que um fixador com revestimento de cádmio sem lubrificação apresenta um fator porca (ou fator de atrito) médio de 0,2 enquanto que o mesmo revestimento quando aplicada lubrificação por pasta de cera reduz o fator para 0,187. Também é possível verificar que, em condições sem lubrificação, um fixador com revestimento a base de Bissulfeto de Molibdênio (MoS₂) possui fator porca em torno de 0,1, bastante reduzido se comparado com revestimento de cádmio (0,2) e levemente inferior se comparado com revestimento de PTFE (em torno de 0,12). Isto significa que o fixador com MoS₂ necessitará de um torque menor para obter a mesma pré-carga que fixadores de cádmio e PTFE.

Embora a Equação 2.1 apresente uma forma simples e prática de determinar o valor de torque a ser aplicado a um fixador, a sua aplicação é limitada, uma vez que o valor de K só pode ser determinado experimentalmente e somente é válido para as condições sob as quais o experimento fora conduzido. Portanto, caso alguma variável seja alterada na aplicação (como: lubrificação, revestimento, diâmetro nominal, passo da rosca do fixador, faixa de torque, velocidade de aperto, etc..), será necessário realizar um novo experimento e recalculer o valor de K.

A outra Equação apresentada por Bickford (2008) é bastante utilizada em experimentos que buscam determinar a relação torque x pré-carga. É apresentada como a Equação de forma longa e atribuída a N. Motosh (1976), sendo conhecida portanto como Equação de Motosh:

$$T_{in} = F_p \left(\frac{P}{2\pi} + \frac{\mu_t r_t}{\cos \beta} + \mu_n r_n \right) \quad (2.2)$$

Onde:

T_{in} = torque aplicado ao fixador (em lb·pol, N·mm)

F_p = pré-carga gerada no fixador (em lb, N)

P = passo da rosca (em pol, mm)

μ_t = coeficiente de atrito entre as roscas macho e as roscas fêmea

r_t = raio de contato efetivo entre as roscas (em pol, mm)

β = semi-ângulo das roscas (30° para roscas polegada UN ou métricas ISO)

μ_n = coeficiente de atrito entre a face do fixador e superfície da junta

r_n = raio de contato efetivo entre cabeça da porca (ou parafuso) e superfície da junta (em pol, mm)

Esta equação expressa detalhadamente a influência de cada fonte de torque resistivo na relação entre torque aplicado e pré-carga. A parcela $\left(\frac{\mu_t r_t}{\cos \beta}\right)$ representa a quantia de torque gasta para superar o torque resistivo de atrito oriundo das roscas. O termo $(\mu_n r_n)$ representa a quantia de torque gasta para superar o torque resistivo de atrito gerado pelo contato da face do fixador com a superfície da junta. Por fim, o termo $\left(\frac{P}{2\pi}\right)$ representa a quantia de torque aplicada que gera diretamente a pré-carga no fixador. Tendo isto em mente, pode-se afirmar que Equação 2.2 provê um método mais preciso para calcular a relação torque pré-carga, por considerar de forma independente o coeficiente de atrito μ_t e μ_n que na maioria dos casos estudados apresenta

valores substancialmente diferentes. Para esta Equação, Bickford não apresenta valores estimados para o coeficiente de atrito. No entanto, será mostrado mais adiante que diversos autores utilizam esta expressão para conduzir experimentos para determinação destes coeficientes de atrito.

Além das duas equações citadas anteriormente, que são as mais utilizadas em pesquisas de comportamento da relação torque x pré-carga, há também uma terceira Equação apresentada pela norma API 6A (2010) que recomenda a sua utilização para a determinação do torque a ser aplicado a um fixador para a montagem de um flange:

$$T = \frac{F \cdot E \left[P + \frac{\pi \cdot f \cdot E}{\cos(\pi/6)} \right]}{2 \left[\pi \cdot E - \frac{P \cdot f}{\cos(\pi/6)} \right]} + F \cdot f \left[\frac{H + D + K}{4} \right] \quad (2.3)$$

Onde :

T = Torque aplicado no fixador (em N.mm ; lbf.pol)

F = Pré-carga gerada no fixador (em N ; lbf)

D = Diâmetro nominal do fixador (em mm ; pol)

E = Diâmetro primitivo do fixador (em mm ; pol)

f = Coeficiente de Atrito Total

H = Tamanho do hexágono da porca = $1,5 D + 3,175\text{mm}$ (0,125pol)

K = Chanfro interno da porca = $3,175\text{mm}$ (0,125pol)

P = Passo da rosca do fixador (em mm ; pol)

Ao pesquisar publicações relacionadas ao tema deste trabalho, não foram encontrados estudos que utilizassem esta equação. No entanto, pelo fato desta ser a equação recomendada por norma para a montagem de flanges API este trabalho também a utilizará para o cálculo do coeficiente de atrito.

Portanto, os resultados de coeficiente de atrito apresentados por este trabalho serão calculados pelas 3 equações expostas anteriormente para que estes resultados possam ser comparados com os de outros estudos (no caso, utilizando as Equações 2.1 e 2.2) e também para adicionar uma nova forma de cálculo do coeficiente de atrito proposta pela norma API 6A (2010) tornando-se referência para futuros trabalhos neste campo.

Tendo isto em mente, é necessário compreender quais são os principais fatores que influenciam o comportamento da relação entre torque x pré-carga que devem ser considerados

ao se desenvolver o experimento proposto neste estudo. De acordo com Bickford (2008), os fatores de influência mais importantes são:

- O tipo e quantidade do lubrificante aplicado na montagem.
- O tipo de revestimento do fixador.
- Quantidade de reapertos sofridos pelo fixador (Fixadores novos x Fixadores usados).
- Velocidade de aplicação do torque no fixador.
- Condição de acabamento superficial da junta.
- Ausência de folga suficiente do furo de alojamento dos fixadores.

2.2 INFLUÊNCIA DO REVESTIMENTO DO FIXADOR E DA CONDIÇÃO DE LUBRIFICAÇÃO NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA

Bickford (2008) afirma que o uso de lubrificantes tem o objetivo de reduzir o coeficiente de atrito nas roscas e entre as faces do fixador e da junta, demandando um menor valor de torque para obter a mesma pré-carga, se comparado com a montagem sem lubrificante. Além disso, o lubrificante também ajuda a estabilizar a dispersão dos valores de coeficiente de atrito entre fixadores de uma mesma junta levando a uma maior precisão no valor final de pré-carga obtido após o torqueamento de uma junta.

Croccolo et. al., (2017) desenvolve um aparato de teste para investigar a influência de três condições de lubrificação (a seco, com óleo mineral e com graxa à base de pasta cerâmica Interflon HT1200) em conjunto com dois tipos de revestimento de fixador (Zinco Eletrodepositado e Oxidação Negra).

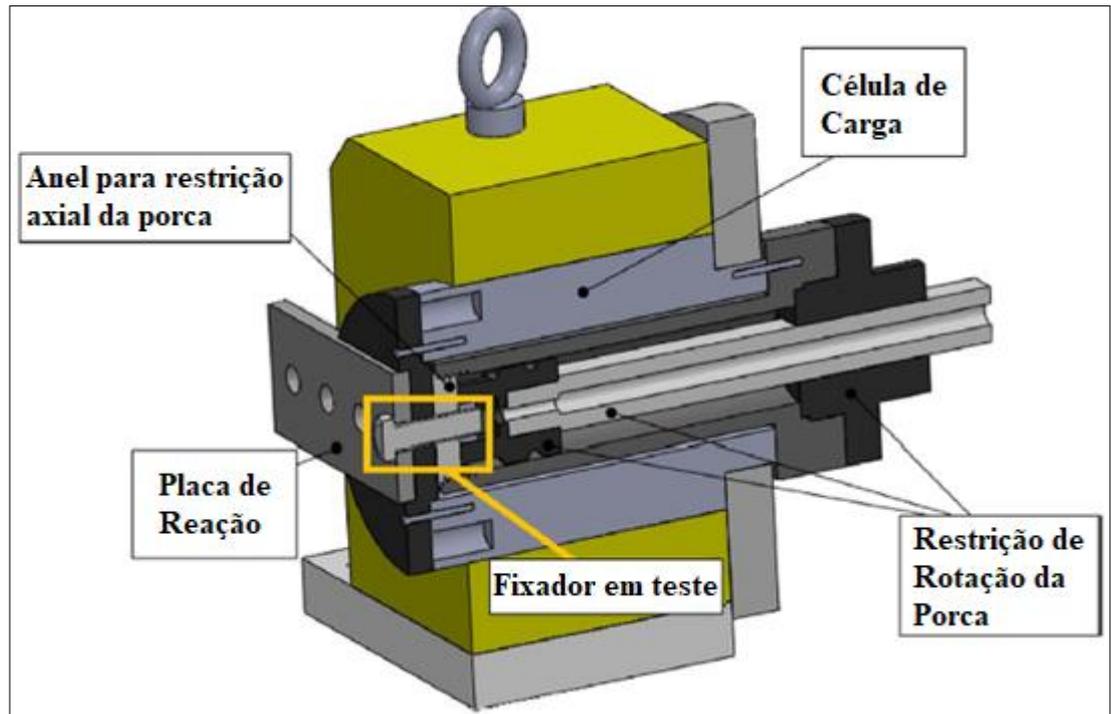


Figura 2.3: Ilustração do aparato experimental para medição de torque e pré-carga
(Adaptado de Crococo et. al., 2017).

No experimento realizado, o torque é aplicado gradativamente em incrementos e medido em tempo real em conjunto com a medição da força axial por meio de uma célula de carga até se atingir um valor de pré-carga equivalente a 75% da tensão de escoamento do material do fixador. Com isso, foi gerada uma curva representativa da relação Torque (T_{in}) x Pré-carga (F_p).

O Autor considerou como sendo iguais os coeficientes de atrito μ_t e μ_n e reescreveu a Equação 2.2 em função de um coeficiente de atrito total (μ_{tot}):

$$\mu_{tot} = \frac{\frac{T_{in}}{F_p} - \frac{P}{2\pi}}{0,577d_2 + 0,5D_b} \quad (2.4)$$

Onde:

d_2 = diâmetro primitivo da rosca do fixador (em pol, mm)

D_b = diâmetro médio da cabeça do fixador (em pol, mm)

Inserindo os valores de T_{in} x F_p obtidos nos ensaios na Equação 2.4 para cada condição de revestimento e lubrificação, Crococo et. al. (2017) observou que o revestimento de zinco

apresenta um coeficiente de atrito em torno de 20% menor do que o revestimento de oxidação negra. Em relação à influência da condição de lubrificação, os resultados mostram que o maior coeficiente de atrito ocorre na condição sem lubrificação. Com a aplicação de óleo mineral, obtém-se uma redução de 15% no coeficiente de atrito, e com a aplicação da pasta cerâmica HT1200 ocorre uma redução de 32% em relação à condição seca, conforme mostrado no gráfico abaixo.

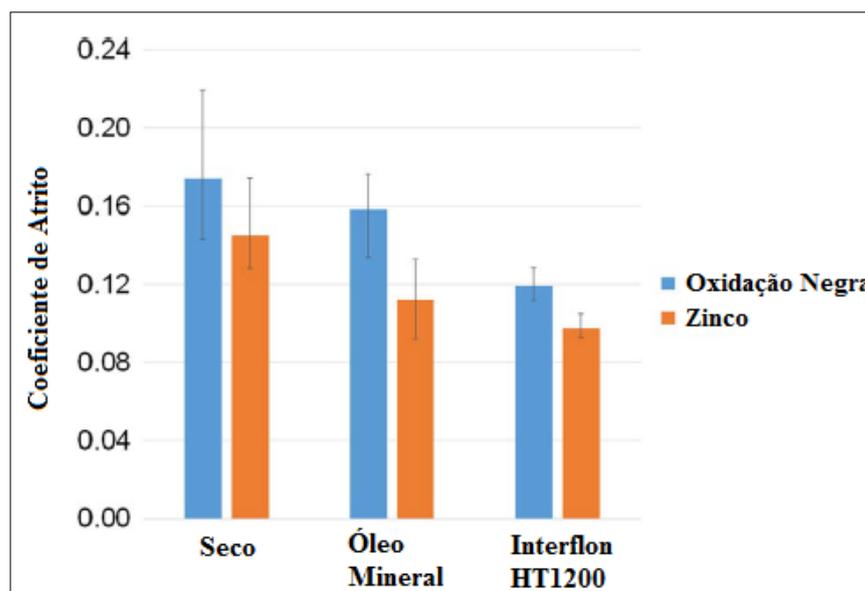


Figura 2.4: Resultados das medições de coeficientes de atrito para diferentes condições de revestimento e lubrificação (*Adaptado de Croccolo et. al., 2017*).

Analisando o gráfico acima também é possível observar o comportamento de redução da dispersão dos valores de coeficiente de atrito entre as amostras com o uso de um lubrificante com baixo coeficiente de atrito, conforme afirmado por Bickford (2008).

Cooper & Heartwell (2011) investigaram as principais variáveis que afetam a relação torque x pré-carga simulando condições de montagens de juntas de flange em campo. Para tal, foram realizados experimentos utilizando um dispositivo capaz de medir a força axial gerada através da aplicação de torque com um torquímetro de estalo calibrado. O torque foi aplicado em 3 incrementos seguidos, conforme prática usual e recomendada para montagem de flanges (30%, 60% e 100% do torque final).



Figura 2.5: Aparato experimental para medição de torque e pré-carga utilizado por Cooper & Heartwell (2011)

Cooper & Heartwell (2011) avaliaram a influência de diversos fatores realizando ensaios com diversas combinações. Os fatores analisados foram:

- Fixadores novos x usados (removidos de flanges em operação em uma planta química)
- Fixadores sem lubrificação x com lubrificação. Para lubrificação foi utilizada graxa Jet-Lube 550 (à base de bissulfeto de molibdênio).
- Fixadores de grande diâmetro x pequeno diâmetro. Foram utilizadas amostras de fixadores de 1" e 5/8" nos ensaios.
- Uso de arruela de alta dureza x montagem sem arruela.
- Alto torque x baixo Torque. Alto torque sendo 3 vezes o valor do baixo torque.

Os autores utilizaram a Equação 2.1 para calcular a influência de cada parâmetro em função do valor resultante do fator porca (K). Os resultados são demonstrados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Contribuição em porcentagem para a variação do fator porca (K)

Fixadores Novos x usados	33.2%
Com lubrificação x a seco	26.4%
Com arruela endurecida x sem arruela	26.3%
Grande diâmetro x pequeno diâmetro	11.8%
Alto torque x baixo torque	2.2%

Fonte: *Adaptado* de Cooper & Heartwell; 2011

Os resultados acima mostram que a lubrificação desempenha papel fundamental na relação torque x pré-carga. No entanto, o autor falha ao não especificar o revestimento dos fixadores utilizados no estudo. Como o experimento foi realizado na América do Norte e utilizando materiais comuns de juntas de flange de uma planta química local, pode se presumir que todos os fixadores analisados possuam revestimento de Zinco, cuja utilização é mais comum nesta região devido à preferência por seu uso em detrimento ao revestimento de Cádmio.

Embora os demais fatores (condição de uso do fixador e uso de arruela) tenham apresentado grande influência, eles não serão o foco deste trabalho, já que a condição que se deseja estudar é a de montagem com fixadores novos sem arruelas, conforme exigência das normas de equipamentos submarinos.

Zou et. al. (2006) investigou o comportamento da relação torque x pré-carga em fixadores de rosca métrica M12 sob três diferentes tipos de revestimentos de lubrificante sólido olefínicos (básico, a base de PTFE e a base de Bissulfeto de Molibdênio/MoS₂) sem lubrificação. Para tal, desenvolveu um aparato experimental capaz de medir o torque de atrito resistivo entre as roscas e entre as superfícies da cabeça do fixador e da junta, descrito na Figura 2.6.

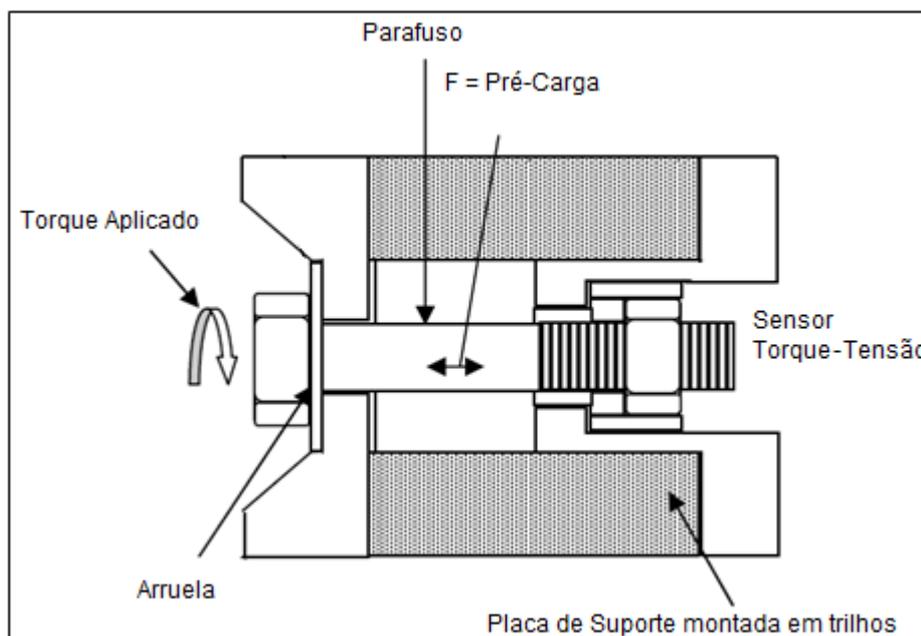


Figura 2.6: Aparato experimental para medição de torque e pré-carga
(Adaptado de Zou et. al., 2006)

Os resultados obtidos por Zou et. al. (2006) foram divulgados em função do fator porca (K), demonstrando a relação direta entre torque x pré-carga pela aplicação da Equação 2.1. Também foram divulgados resultados em função dos coeficientes de atrito μ_t (entre as roscas) e μ_n (entre cabeça do parafuso e junta) separadamente, obtidos com o emprego da Equação 2.2.

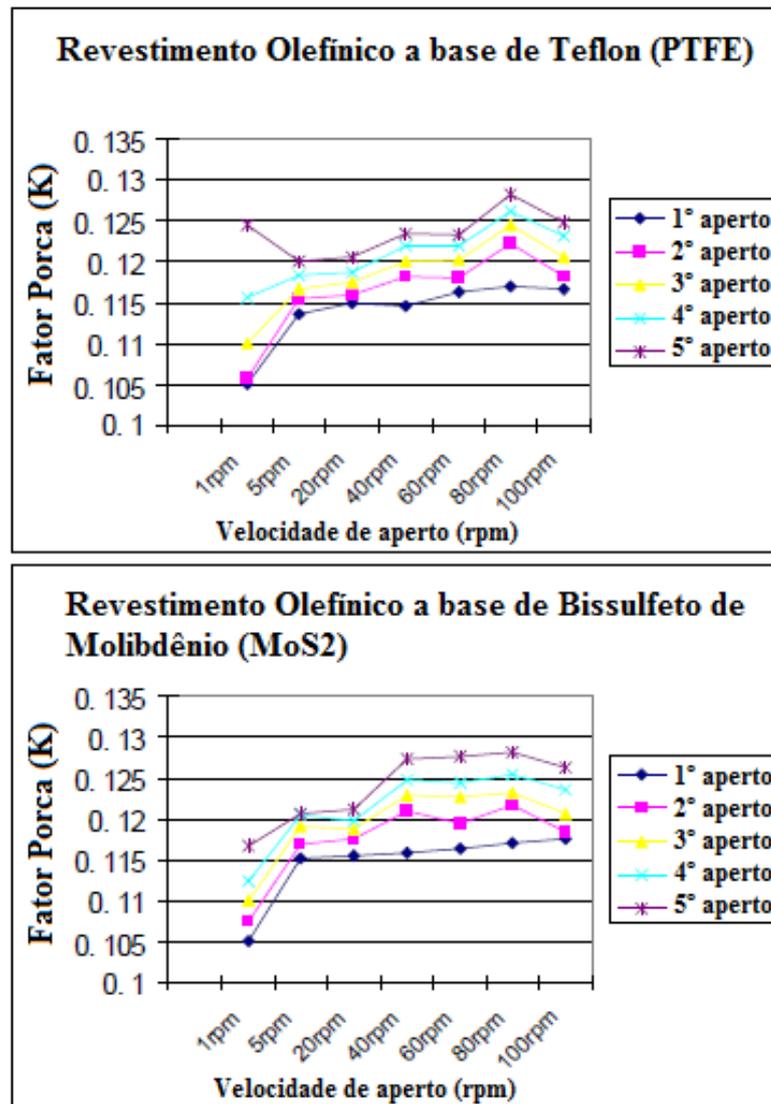


Figura 2.7: Valores de fator porca (K) para revestimento de PTFE e MoS₂

(Adaptado de Zou et. al., 2006)

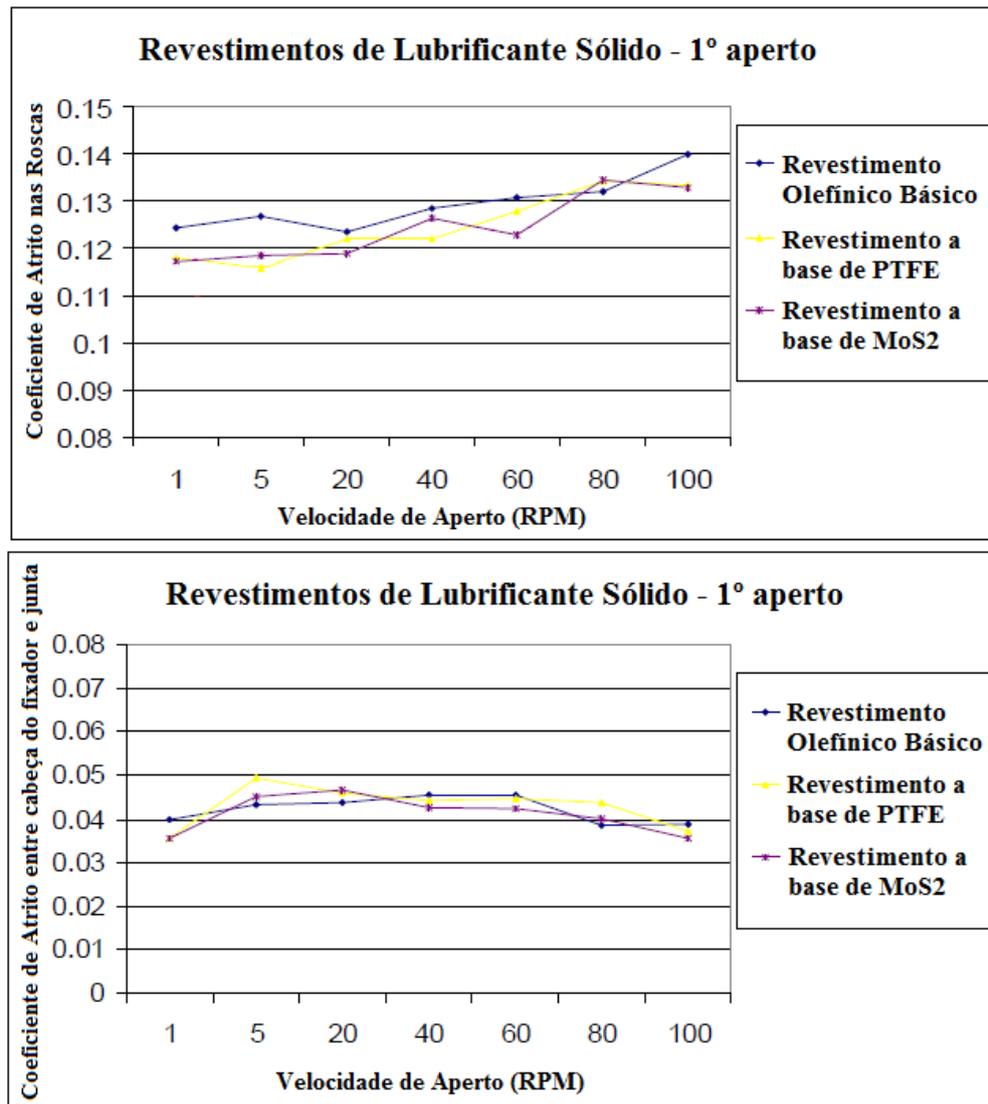


Figura 2.8: Valores de coeficiente de atrito para revestimento de PTFE e MoS₂
(Adaptado de Zou et. al., 2006)

Ao analisar os resultados acima, nota-se que os revestimentos a base de PTFE e MoS₂ apresentam fatores porca muito similares, embora não sejam iguais, em torno de 0,115 para velocidades superiores a 1 RPM. O mesmo comportamento é observado para os coeficientes de atrito μ_t e μ_n . Porém, observa-se que o coeficiente de atrito nas roscas (μ_t) é nitidamente superior ao coeficiente de atrito entre cabeça do parafuso e junta (μ_n). Com isso, é possível prever que o comportamento da relação torque x pré-carga para o fixador com revestimento a base de MoS₂ proposto neste trabalho será próximo ao do fixador com revestimento de PTFE e de MoS₂ estudados por Zou et. al. (2006).

Outro importante estudo nesta área foi o de Croccolo et. al. (2011) no qual foi desenvolvido um dispositivo para realizar experimentos a fim de investigar os efeitos do coeficiente de atrito na relação entre torque e pré-carga de parafusos utilizados para fixar componentes de suspensão de motocicleta em alumínio que apresentaram trinca por conta de aplicação excessiva de torque. O objetivo deste estudo foi determinar com precisão o coeficiente de atrito da aplicação em questão para que fosse aplicado apenas o valor de torque necessário para geração da pré-carga desejada evitando assim a falha do componente durante a montagem.

Para isto foi desenvolvida uma célula de carga em alumínio na qual foi instrumentado um extensômetro de resistência elétrica ("*strain gauge*") para medição da pré-carga gerada durante a aplicação de torque ao parafuso.

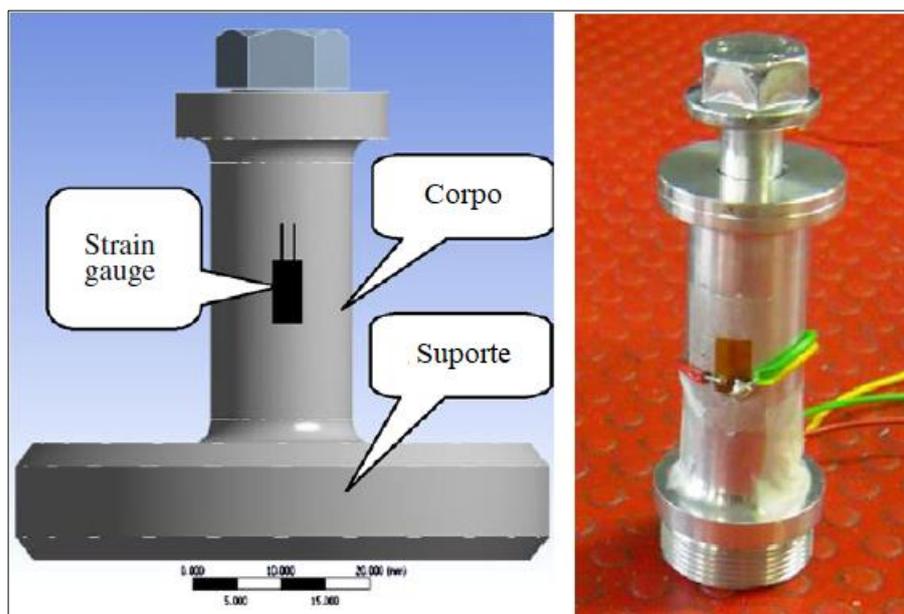


Figura 2.9: Célula de Carga de Alumínio para medição da pré-carga
(Adaptado de Croccolo et. al., 2011)

Os experimentos foram realizados com parafusos M8 x 1.25 com revestimento de Zinco sob 2 diferentes condições de lubrificação: com óleo mineral e sem lubrificação; 2 diferentes condições de revestimento superficial da célula: anodizado e com pintura em spray; 2 diferentes processos de fabricação da célula de alumínio: forjado e fundido e duas diferentes condições de aperto: 1º aperto e 6º aperto.

Seus resultados demonstraram que o processo de fabricação não afetou significativamente o coeficiente de atrito enquanto que o revestimento superficial, a lubrificação e o número de apertos apresentou grande influência no coeficiente.

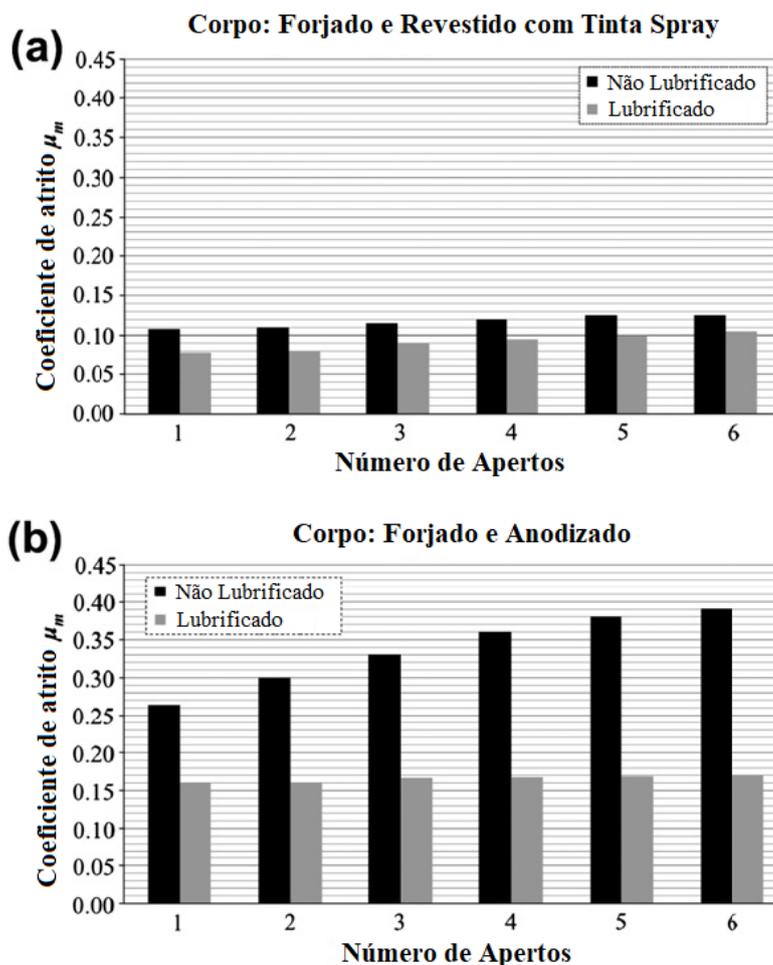


Figura 2.10: Valores de coeficiente de atrito para condições lubrificada e não lubrificada (Adaptado de Croccolo et. al. ,2011)

O conceito da célula de carga desenvolvida neste estudo se mostrou aplicável ao trabalho aqui proposto sendo portanto considerado o uso deste conceito com a implementação de algumas melhorias.

Outro estudo que utilizou conceito similar de célula de carga foi o realizado por Vand et. al. (2008). Nesta pesquisa foi investigada a influência da lubrificação no Fator Porca (K) de um parafuso de cabeça sextavada de 5mm de diâmetro.

Para tal, o autor instrumentou uma bucha de aço com 2 extensômetros uniaxiais a 180° para medição da pré-carga gerada nesta durante a aplicação de torque.

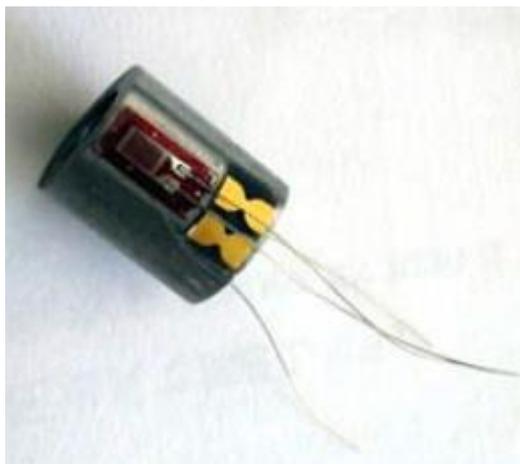


Figura 2.11: Bucha com extensômetros colados (Adaptado de Vand et. al.; 2008).

A célula foi então fixada a uma chapa de alumínio 7075-T6 para simular a condição da junta a ser fixada, sendo testadas duas condições, sem lubrificação e com graxa (infelizmente o autor não especifica a graxa utilizada em seu trabalho e nem o revestimento do fixador utilizado).



Figura 2.12: Bucha montada na chapa de alumínio
(Adaptado de Vand et. al.; 2008).

Aplicando torque ao fixador em incrementos de 1 N.m, de 1 N.m até 7 N.m foram obtidos resultados que demonstraram que o Fator Porca (K) é significativamente reduzido ao aplicar graxa ao fixador conforme demonstrado pela Figura 2.13, tendo sido encontrados valores de 0,205 e 0,165 para as condições não lubrificada e lubrificada, respectivamente.

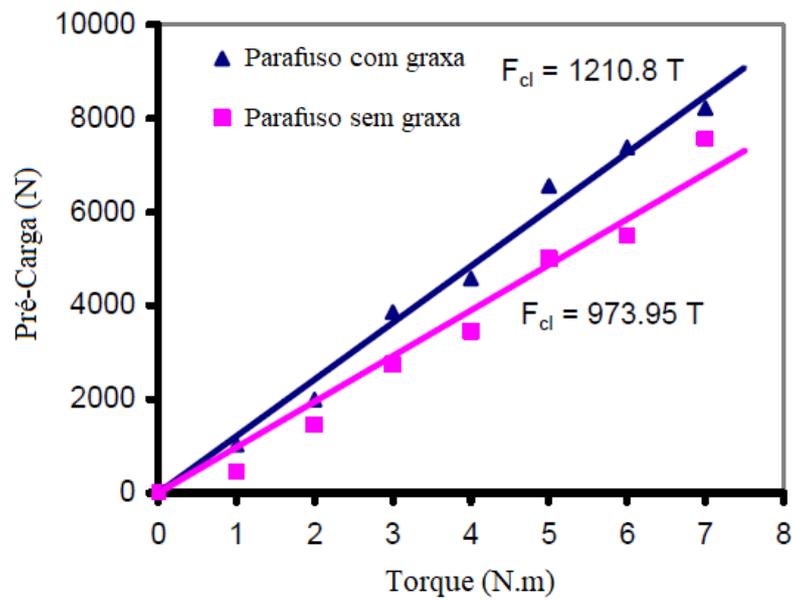


Figura 2.13: Efeito da lubrificação na força de Pré-carga

(Adaptado de Vand et. al.; 2008)

Em um estudo realizado por Sriraman et. al. (2012) investigou-se o comportamento tribológico de revestimentos de Zinco (Zn) e Cádmio (Cd) eletrodepositados sobre substratos de aço carbono, condição similar à encontrada nos fixadores roscados. O estudo compara o desempenho dos revestimentos de Zn e Cd em função do coeficiente de atrito medido e do desgaste do revestimento em um determinado número de ciclos. Para tal, amostras de placas de aço carbono revestidas de Zn e Cd foram submetidas a testes de deslizamento em um tribômetro com esferas de alumina de 1/4". Os seguintes resultados de coeficiente de atrito para ambos os revestimentos foram obtidos:

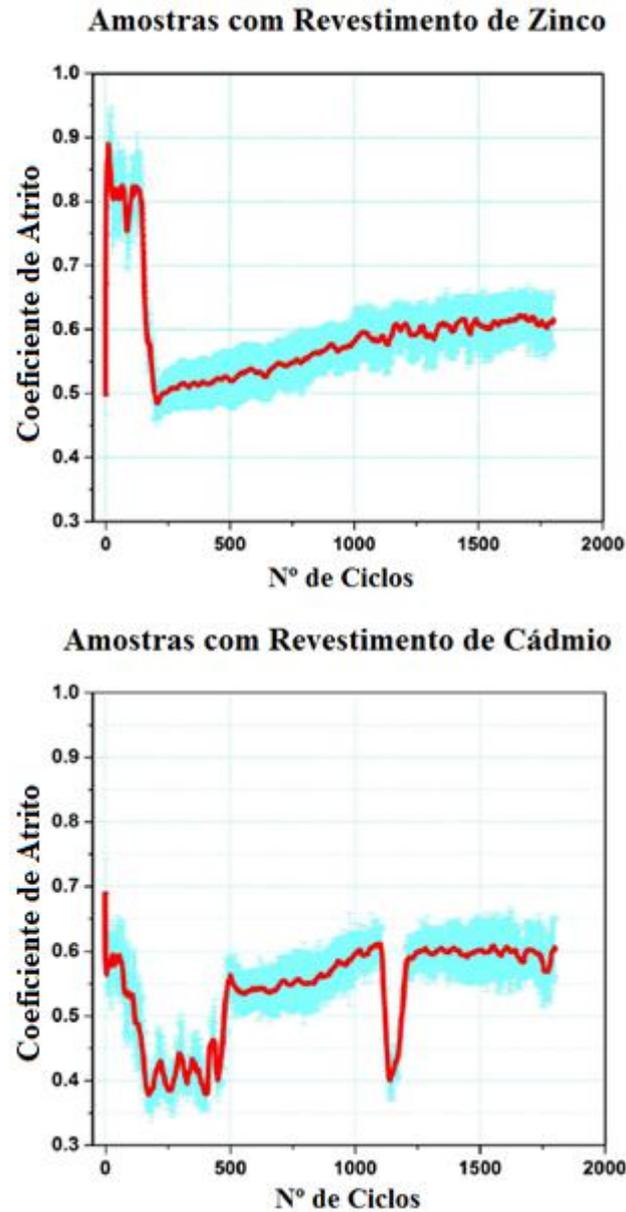


Figura 2.14: Valores de coeficiente de atrito para revestimentos de Zinco e Cádmiio
(Adaptado de Sriraman et. al; 2012).

Analisando os resultados obtidos por Sriraman et. al. (2012) é possível notar que nas condições de aperto de um fixador (ou seja, baixíssimo número de ciclos) os coeficientes de atrito dos revestimentos de Zn e Cd apresentam valores significativamente diferentes, tendo o Cádmiio melhor desempenho na redução do atrito. Embora o autor tenha apresentado valores de coeficiente de atrito para ambos os revestimentos, estes valores não poderiam ser aplicados nas formulas de torque x pré-carga, pois as condições de teste desenvolvidas pelo autor não refletem as condições de atrito encontradas na aplicação de fixadores roscados. No entanto, ainda assim

seus resultados são de grande valor, já que permitem vislumbrar que é esperada uma diferença na relação torque x pré-carga entre fixadores com revestimentos de Cádmio e Zinco.

Tendo em vista o exposto pelos estudos acima, não foi encontrado na literatura especializada um estudo a respeito da relação torque x pré-carga para revestimentos de cádmio, sejam eles lubrificados ou não. Já para o revestimento de Bissulfeto de Molibdênio (MoS_2), Zou et. al. (2006) apresenta a relação para a condição sem lubrificação. Portanto, a proposta deste estudo de investigar a relação torque x pré-carga para revestimentos de Cádmio e MoS_2 em condições de lubrificação com graxa a base de MoS_2 é válida, a medida que visa contribuir para o avanço do conhecimento neste campo.

2.3 INFLUÊNCIA DA QUANTIDADE DE REAPERTOS DO FIXADOR NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA

Eccles et. al. (2010) publicou um estudo no qual é avaliada a alteração dos valores de coeficiente de atrito de acordo com a quantidade de reapertos de um fixador com revestimento de Zinco eletrodepositado. Os valores de coeficiente de atrito μ_t e μ_n foram determinados independentemente, utilizando a Equação 2.2, para cada operação de aperto do fixador.

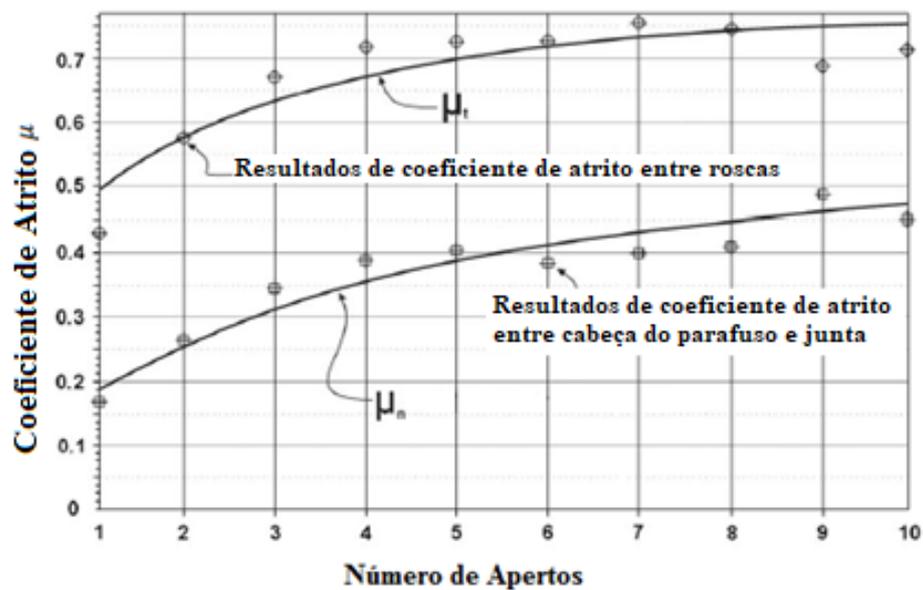


Figura 2.15: Alteração dos coeficientes de atrito em função da quantidade de apertos do fixador (*Adaptado de Eccles et. al.; 2010*)

Os resultados mostram que os coeficientes de atrito μ_t e μ_n tendem a crescer à medida que um fixador é reapertado até o patamar do décimo aperto, a partir do qual os valores tendem à estabilização. Nota-se portanto, que há uma grande divergência entre o coeficiente de atrito medido em um fixador novo se comparado a um fixador reutilizado. O autor atribui este fato ao aumento contínuo do desgaste do revestimento de Zinco criando uma pior condição de acabamento superficial, dificultando assim o deslizamento entre as superfícies e afetando a relação entre torque x pré-carga. O mesmo comportamento pode ser esperado para revestimentos de Cádmio, já que possui características semelhantes ao revestimento de Zinco.

Diversos outros autores confirmam essa teoria encontrando comportamentos semelhantes para os revestimentos de Bissulfeto de Molibdênio e PTFE, conforme demonstrado por Zou et. al. (2006) na Figura 2.8 e para fixadores de alumínio Jiang et. al. (2001).

Portanto, como o foco do estudo proposto neste trabalho é a primeira montagem de flanges, com materiais novos, conforme recomendado por norma, o experimento desenvolvido deve levar em consideração que os fixadores não poderão ser reutilizados.

2.4 INFLUÊNCIA DA VELOCIDADE DE APLICAÇÃO DE TORQUE NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA

Sakai (1978) estudou o comportamento do coeficiente de atrito total, calculado por meio da Equação 2.4, de fixadores M12 com revestimento de zinco em diversas velocidades de aplicação de torque (de 0 a 12 RPM).

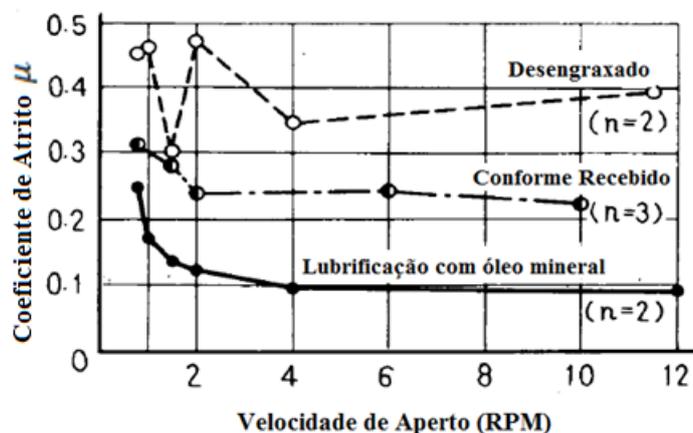


Figura 2.16: Comportamento do coeficiente de atrito em função da velocidade de aperto do fixador (*Adaptado de Sakai ; 1978*).

Os resultados de Sakai (1978) demonstram que em velocidades muito baixas (entre 1 e 2 RPM) há uma grande variação no coeficiente de atrito, aumentando o seu valor. Para velocidades superiores a 2 RPM o coeficiente de atrito tende a reduzir e se estabilizar em torno de um valor. Este comportamento, segundo o autor, se deve ao fato de que nesta região de velocidades muito baixas o deslizamento entre as superfícies do fixador, das roscas e da junta não é livre e ininterrupto, pois ocorrem travamentos durante o giro. Com isto, o coeficiente de atrito durante a operação de torque oscila entre o estado dinâmico e estático, tendo este último um maior valor. Isto já não ocorre para velocidades superiores a 2 RPM, nas quais o coeficiente de atrito atuante é puramente dinâmico.

Zou et. al. (2006) também analisou em seu trabalho a influência da velocidade de aperto, sendo desta vez estudados os fixadores com revestimento de PTFE e MoS₂ para velocidades de 1 a 100 RPM e os resultados obtidos expressos na Figura 2.8. Ao analisá-los, observa-se a mesma tendência reportada por Sakai (1978), para baixas velocidades o coeficiente de atrito sofre variações e se estabiliza para velocidades superiores a 2 RPM. Porém, ao aumentar a velocidade de aperto, o coeficiente de atrito sofreu leve aumento. Não houve justificativa por parte do autor para este fenômeno.

Estes trabalhos apresentam importantes informações que devem ser levadas em consideração para a execução do procedimento experimental proposto neste trabalho. Nota-se que é necessário aplicar torque com velocidades superiores a 2 RPM para que se garanta o regime de coeficiente de atrito dinâmico.

2.5 INFLUÊNCIA DO ACABAMENTO SUPERFICIAL DA JUNTA NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA

Cooper & Heartwell (2011) apresentam em seu estudo que a utilização de uma arruela com alta dureza superficial resulta em uma redução do fator porca (K), da ordem de 26%. No entanto, as normas API 6A (2010) e 17D (2011) estabelecem que não sejam utilizadas arruelas em conexões flangeadas. Portanto, no experimento realizado neste trabalho, não serão utilizadas arruelas, conforme indicado por estas normas. Além disto, o material utilizado para simular a junta deverá possuir propriedades de dureza e acabamento superficial semelhantes às encontradas nas juntas flangeadas presentes em montagens.

Em outro estudo conduzido por Nassar et. al. (2007) também foi avaliado o efeito do acabamento superficial na relação torque x pré-carga medida pela variação no Fator Porca (K).

Neste trabalho foi utilizada uma célula de carga disposta entre duas chapas de aço simulando uma junta por parafuso e porca.

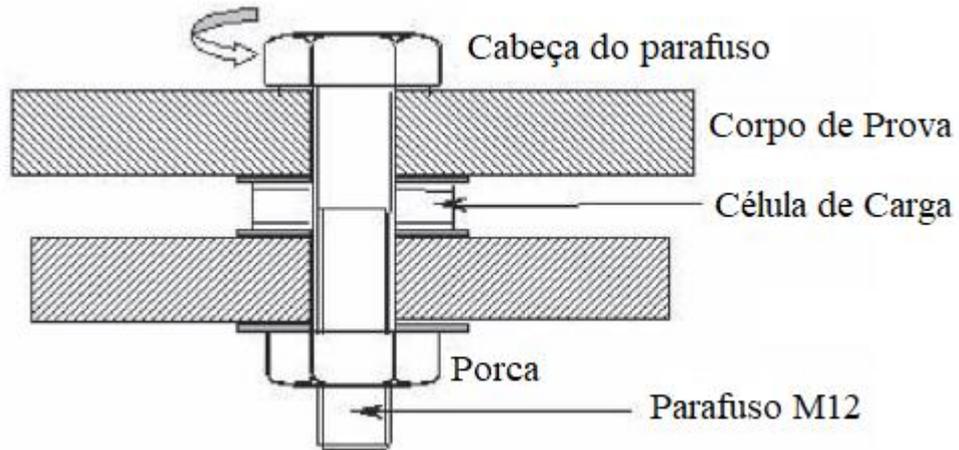


Figura 2.17: Aparato experimental para teste de diferentes condições superficiais
(Adaptado de Nassar et. al.; 2007).

Este dispositivo permitiu que fossem simuladas diversas condições de acabamento superficial ao trocar as placas de aço (corpos de prova). Foram testadas três condições de acabamento superficial da junta: Baixa rugosidade ($R_a \approx 400\text{nm}$); Média rugosidade ($R_a \approx 800\text{nm}$) e Alta rugosidade ($R_a \approx 1.6\mu\text{m}$), para duas condições do fixador: Conforme recebido e limpo e seco.

Rugosidade Superficial	Baixa	Média	Alta
Conforme Recebido			
K_{inicial}	0.132	0.13	0.12
1σ	$\pm 31\%$	$\pm 33.6\%$	$\pm 35.8\%$
Limpo e Seco			
K_{inicial}	0.181	0.181	0.182
1σ	$\pm 27.3\%$	$\pm 26\%$	$\pm 22\%$

Figura 2.18: Comportamento do Fator Porca (K) em função da rugosidade superficial
(Adaptado de Nassar et. al.; 2007).

Os resultados demonstram que para fixadores limpos e secos o revestimento superficial praticamente não influenciou no valor do K, enquanto que para a condição conforme recebido houve uma leve redução conforme a rugosidade aumentou.

No entanto, quando a superfície do corpo de prova é utilizada para mais de um ciclo de aperto e desaperto pode se notar que o valor da rugosidade superficial cresce significativamente.

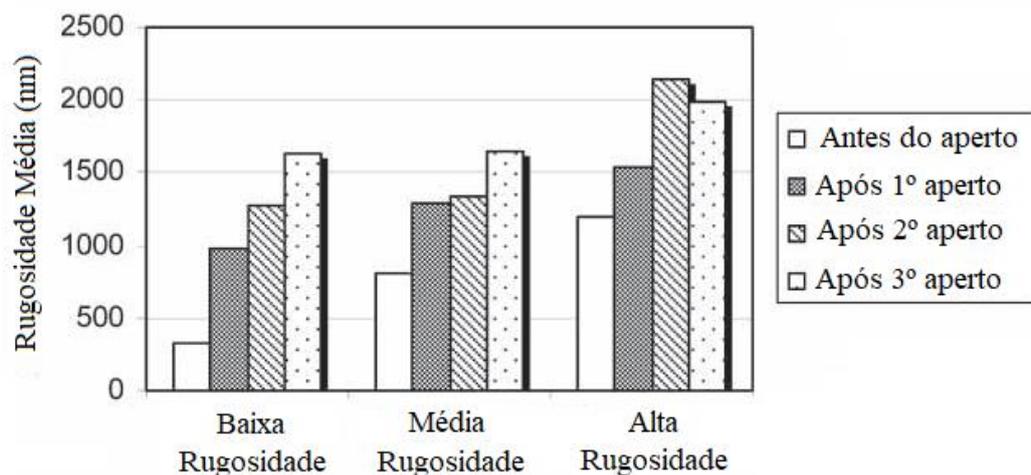


Figura 2.19: Comportamento da rugosidade superficial da junta em função do número de apertos (*Adaptado de Nassar et. al.; 2007*).

Portanto, no trabalho aqui proposto será necessário regularizar o acabamento superficial a cada ensaio de modo a garantir que a condição superficial seja sempre a mais similar possível entre cada amostra experimental.

2.6 INFLUÊNCIA DA AUSÊNCIA DE FOLGA NO FURO DE ALOJAMENTO DO FIXADOR NA RELAÇÃO TORQUE X PRÉ-CARGA

Bickford (2008) afirma que a folga em um furo passante de uma junta deve ser suficientemente maior que o maior diâmetro da rosca do fixador ou de sua seção lisa, para que não haja uma montagem com interferência entre as paredes do furo e o diâmetro externo do fixador, o que acarretaria em perda de parte da pré-carga do fixador para vencer o atrito com a parede do furo. A norma API 6A (2010) estipula que haja uma folga em torno de $1/8''$ (3,17mm) do diâmetro do furo em relação ao diâmetro do fixador para garantir uma montagem livre de interferências.

2.7 FUNDAMENTOS DA MONTAGEM DE FIXADORES EM JUNTAS FLANGEADAS

Em conjunto com o desenvolvimento dos fixadores, outro importante fator precisou ser estudado: a forma de montagem do fixador. Um fixador pode ser montado em uma junta de diversas formas, o que irá inclusive determinar o tipo de fixador a ser utilizado, conforme ilustrado na Figura 2.20.

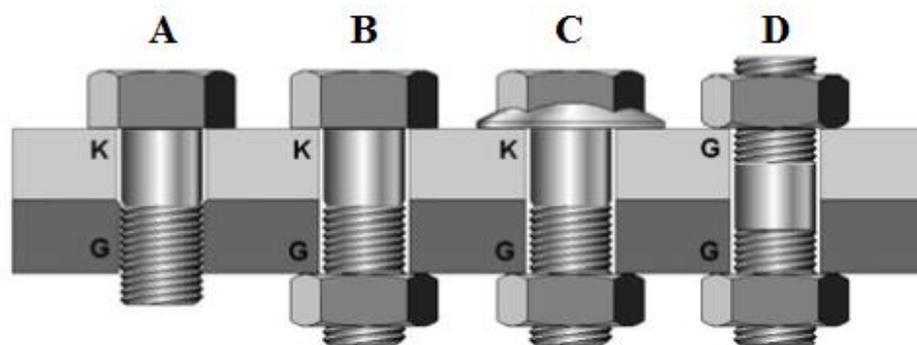


Figura 2.20: Tipos de montagens mais utilizados em juntas de engenharia (*Adaptado de Muniz, J.M.; 2007*).

Na junta “A” é utilizado um parafuso de cabeça sextavada para unir o elemento “K” ao elemento “G” por meio de uma rosca fêmea presente neste. Na junta “B” é empregado o mesmo parafuso anterior, porém desta vez a fixação é dada por meio de uma porca sextavada montada na extremidade livre do parafuso. A junta “C” utiliza o mesmo princípio, porém o parafuso empregado possui uma arruela integrada à sua cabeça sextavada. Por fim, a junta “D” é composta por um elemento roscado denominado prisioneiro (ou estojo, quando possui todo seu comprimento roscado) fixado por duas porcas sextavadas em suas extremidades. Esta junta “D” é o tipo de fixação mais empregado em juntas que utilizam Flanges API, como tubulações industriais e linhas de escoamento de petróleo e gás natural, sendo este, portanto o tipo de junta alvo de estudo neste trabalho. A Figura 2.21 mostra uma junta de flanges API comumente utilizada em equipamentos submarinos.

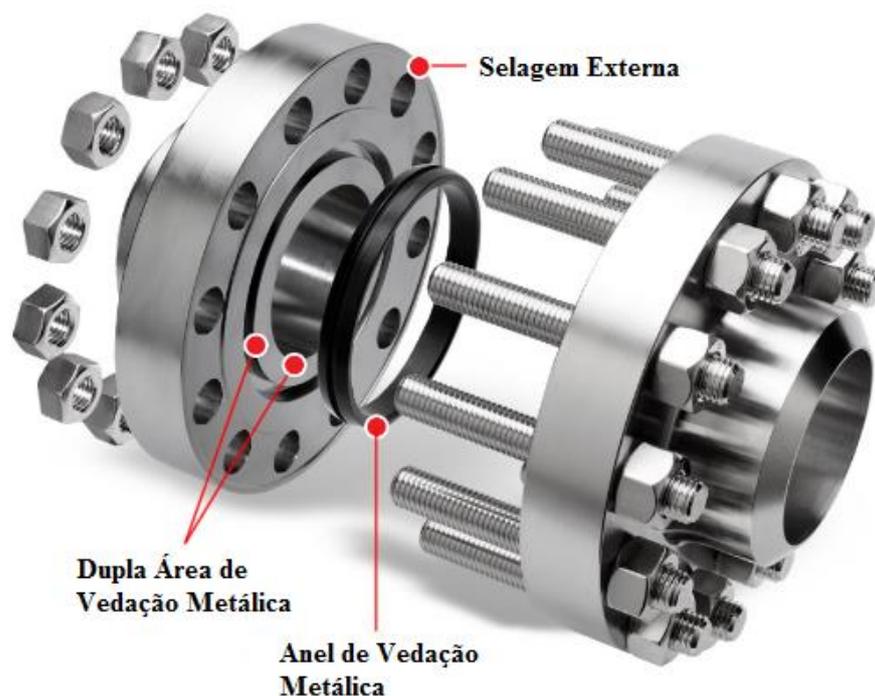


Figura 2.21: Junta de Flanges API comumente utilizada em equipamentos submarinos (*Adaptado* de <<http://www.fogt.com/Compact-Flange-Vector-SPO.html>>. Acesso em 07/05/2017).

O objetivo da montagem de uma junta de fixadores é promover um tensionamento do elemento de fixação (parafuso, prisioneiro ou estojo) para gerar uma pré-carga na junta de forma a garantir sua união e vedação, no caso de flanges API. Há diversos meios de se obter esse tensionamento no fixador, sendo que o método de tensionamento pela aplicação de torque é o mais utilizado pela indústria. Este torque pode ser aplicado por meio de chaves de torque manuais, chaves pneumáticas, chaves hidráulicas, entre outras, conforme mostra a Figura 2.22.

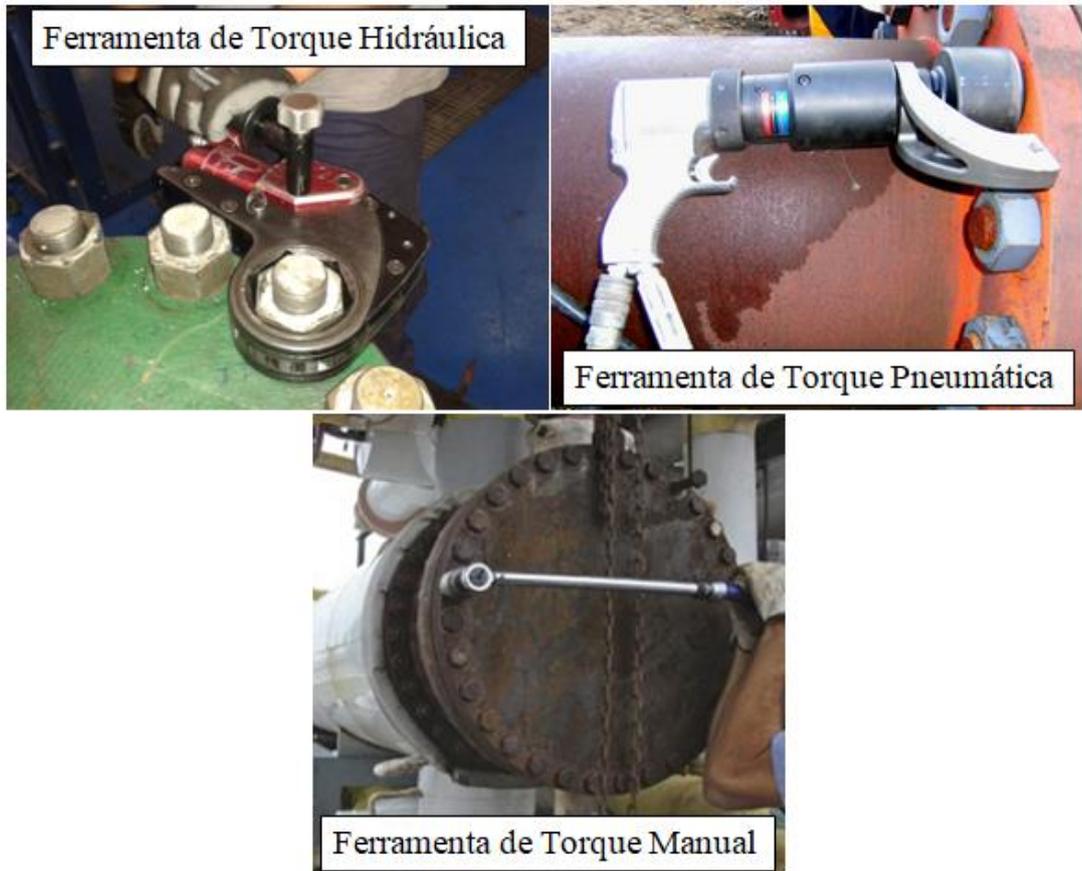


Figura 2.22: Exemplos de ferramentas de torque

(Próprio autor ; <<http://www.pumpsandsystems.com>>. Acesso em 07/06/2017 e <<http://www.hytorc.com>>. Acesso em 07/06/2017)

2.8 CARACTERÍSTICAS DOS FIXADORES UTILIZADOS EM FLANGES API NO BRASIL

Ao realizar a operação de montagem de fixadores por torque, é necessário ter conhecimento prévio das características dos fixadores, pois estas irão influenciar na determinação correta do valor de torque a ser aplicado. Para isto, é necessário conhecer as propriedades mecânicas do material do fixador, seu revestimento e o tipo de graxa a ser utilizado na lubrificação do mesmo.

Os tipos de fixadores utilizados em Flanges API são denominados fixadores de alta resistência, devido à elevada tensão de escoamento do material empregado. Em geral estes seguem as normas ASME/ASTM que especificam os requisitos de propriedades químicas e mecânicas dos materiais dos fixadores, assim como seu método de fabricação e ensaios

necessários para garantia da qualidade. A Tabela 2.1 mostra alguns dos requisitos apresentados pela norma ASTM para fixadores da indústria petroquímica e de energia:

Tabela 2.1: Requisitos de propriedade mecânica conforme ASTM

Especif.	Grau	Carga de Prova	Tensão de Escoamento (Ksi)	Tensão de Ruptura (Ksi)
A193	B7/L7	NA	105	125
A193	B16	NA	105	125
A540	B21	NA	150	165
A540	B24	NA	150	165

Fonte: *Adaptado* de Bickford, John H.; 2008

No Brasil, os materiais de fixadores mais empregados em Flanges API são:

- Grau B7 (ASTM A193): com tensão de escoamento mínimo de 105 Ksi (724 Mpa);
- Grau L7 (ASTM A320): com tensão de escoamento mínimo de 105 Ksi (724 Mpa);
- Grau 660 D (ASTM A453): com tensão de escoamento mínimo de 105 Ksi (724 Mpa);
- Grau B7M (ASTM A193): com tensão de escoamento mínimo de 80 Ksi (551 Mpa);
- Grau L7M (ASTM A320): com tensão de escoamento mínimo de 80 Ksi (551 Mpa);

O material do fixador que será abordado neste estudo será o L7, semelhante ao B7, por ser o tipo mais empregado em flanges API. Maiores detalhes a respeito das propriedades do material serão fornecidos no capítulo seguinte.

Além do material, outra característica importante dos fixadores utilizados no Brasil é o seu revestimento. Os revestimentos aplicados em fixadores possuem a principal função de proteger o material de base contra a corrosão, principalmente nos fixadores empregados em equipamentos submarinos e plataformas de exploração e produção de petróleo.

Para obter esta propriedade protetiva, podem ser aplicados revestimentos metálicos de Cádmiio Bicromatizado eletrodepositado ou Zinco Bicromatizado eletrodepositado, ou revestimentos orgânicos de Bissulfeto de Molibdênio (MoS_2) ou Politetrafluoretileno (PTFE), tendo estes dois últimos excelentes propriedades anti-aderentes que contribuem para a redução de forças de atrito.

Para a fixação de flanges API de equipamentos submarinos no Brasil, os tipos de revestimento de maior presença são o Cádmiio Bicromatizado e o Bissulfeto de Molibdênio (MoS_2), enquanto que na Europa e América do Norte, são mais utilizados fixadores com revestimento de Zinco Bicromatizado e Politetrafluoretileno (PTFE). Um dos motivos para esta diferença gira em torno dos efeitos tóxicos do Cádmiio tanto em seu processo de produção, quanto no futuro descarte gerando impactos ao meio ambiente, o que tem levado a indústria internacional a substituir gradativamente este revestimento pelo de Zinco. No entanto, a indústria brasileira de óleo e gás ainda apresenta resistência a essa substituição pelo fato do revestimento de Cádmiio possuir melhor desempenho na proteção anti-corrosiva do que o revestimento de Zinco, principalmente em aplicações submarinas ou próximas à água salgada. A tendência é de que esta situação se mantenha por um longo período. Por este fato, não se encontra muito material de pesquisa disponível a respeito das condições tribológicas dos revestimentos de cádmio e Bissulfeto de Molibdênio, já que a comunidade internacional tem focado suas pesquisas nos revestimentos de maior uso em todo o mundo (Zinco e PTFE).



Figura 2.23: Exemplo de estojos e porcas com revestimento de Bissulfeto de Molibdênio (esquerda) e Cádmiio Bicromatizado (direita)

(Adaptado Próprio Autor; 2018).

Por fim, as graxas utilizadas na montagem de juntas de flanges API não seguem uma padronização. A norma API 17D (2011) recomenda a utilização de uma graxa de sabão de petróleo refinado, porém não impede que cada fabricante utilize o lubrificante que considerar mais conveniente.

No Brasil, os tipos de graxas mais utilizadas são à base de grafite e mais recentemente as graxas à base de Bissulfeto de Molibdênio (MoS_2) que possuem melhores propriedades lubrificantes e têm sido adotadas com maior frequência pelos fabricantes de equipamentos submarinos de exploração de petróleo.

2.9 MÉTODO DE APLICAÇÃO DE TORQUE EM JUNTAS DE FLANGES API

As normas API 6A (2010) e 17D (2011) indicam a utilização da norma ASME PCC-1-2013 para garantir a aplicação do torque na junta de forma correta, garantindo um assentamento nivelado do anel metálico, de modo a não causar sobrecarregamento de fixadores durante a montagem. Para tal, a norma ASME PCC-1-2013 estabelece uma sequência para aplicação de torque, conhecida como padrão cruzado.

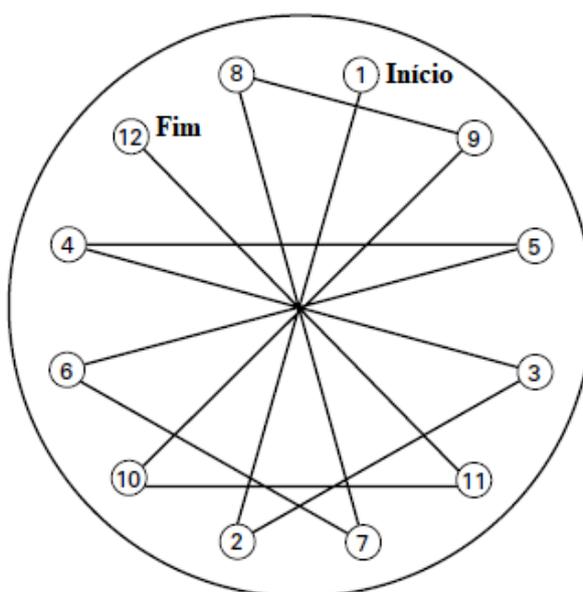


Figura 2.24: Exemplo de aplicação de torque cruzado em flange com 12 fixadores
(Adaptado de ASME PCC-1-2013).

O torque deve ser aplicado em padrão cruzado e em incrementos, iniciando pela aplicação de um torque entre 20% e 30% do valor final, em seguida aplica-se um valor de torque entre 50% e 70% do valor final e por fim, 100% do torque final. Este procedimento de aplicação de torque é muito importante para garantir uma distribuição uniforme do carregamento em todos os fixadores devido a um fenômeno conhecido observado por diversos autores, entre eles Bickford (1985) e Abid et. al. (2015) o qual demonstra que um fixador de uma junta flangeada ao ser torquado gera consequentemente uma redução da pré-carga (tensão) dos estojos adjacentes levando a uma grande dispersão nos valores de pré-carga entre os fixadores da junta. Logo com esse procedimento é possível reduzir drasticamente esta dispersão garantindo uma distribuição mais uniforme entre todos os fixadores.

O valor de torque final é determinado pelas normas API 6A (2010) e 17D (2011). Estas estipulam que o valor de torque final gere uma tensão no fixador equivalente a uma faixa entre 67% e 73% da sua tensão de escoamento, garantindo deste modo que o fixador não sofrerá um carregamento excessivo e que também será capaz de prover pré-carga suficiente para uma vedação eficiente da junta.

2.10 MÉTODO DE VERIFICAÇÃO DA PRÉ-CARGA DOS FIXADORES DE JUNTAS DE FLANGE API

Atualmente nos segmentos da indústria de óleo e gás que executam montagens de flanges o método para se garantir que foi aplicada a pré-carga adequada em um fixador após sua montagem se baseia na garantia da qualidade durante a aplicação do torque no fixador. Isto se traduz em uso de ferramentas de torque calibradas, treinamento de especialização de mão-de-obra em aplicação de torque, desenvolvimento de tabelas e procedimentos de torque para auxiliar o operador e etapas de inspeção da qualidade por inspetores especializados.

No entanto, mesmo com todas as medidas acima o erro associado encontrado no valor de pré-carga obtida por meio de aplicação de torque pode chegar a 20%, de acordo com Goettens et. al. (2018) e Bickford (1985).

Tendo isto em vista, durante a década de 1980 começou a ser desenvolvido um método que pudesse verificar a pré-carga aplicada após o torque e então começaram a surgir os aparelhos de medição de alongamento por ultrassom.



Figura 2.25: Exemplo de equipamento de ultrassom

(< <https://www.hydratight.com/en/products/bolt-load-monitoring/boltscope-pro> >.

Acesso em 16/06/2018)

Este aparelho é capaz de determinar o valor de tensão presente em um fixador através da medição do alongamento do fixador desenvolvido pelo tensionamento do estojo durante a aplicação do torque. Em suma, quando se aplica um valor de torque a um fixador ocorre um tensionamento do mesmo e esta tensão atuando no estojo causa uma deformação axial no fixador fazendo-o aumentar seu comprimento (fenômeno conhecido como alongamento). Este comportamento pode ser verificado pela Lei de Hooke:

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (2.5)$$

Onde:

E = Módulo de Elasticidade do material do fixador (em psi)

ε = Deformação do fixador (em pol/pol)

Considerando que:

$$\varepsilon = \frac{L-L_0}{L_0} \quad (2.6)$$

Onde:

L_0 = Comprimento inicial do fixador (em pol)

L = Comprimento final do fixador (em pol)

A Equação 2.5 pode ser reescrita como:

$$\sigma = \frac{E(L-L_0)}{L_0} \quad (2.7)$$

Para o módulo de elasticidade (E), Bickford (2008) estipula o valor de 29700 ksi (204,77 GPa) para o material de estojos L7/B7.

O conceito de medição do alongamento por ultrassom consiste da emissão de um feixe de onda ultrassônico por meio da excitação de um cristal presente no transdutor do equipamento. Este feixe viaja pelo material atinge a extremidade oposta do fixador e reflete a onda até o ponto de origem onde é captado pelo transdutor.

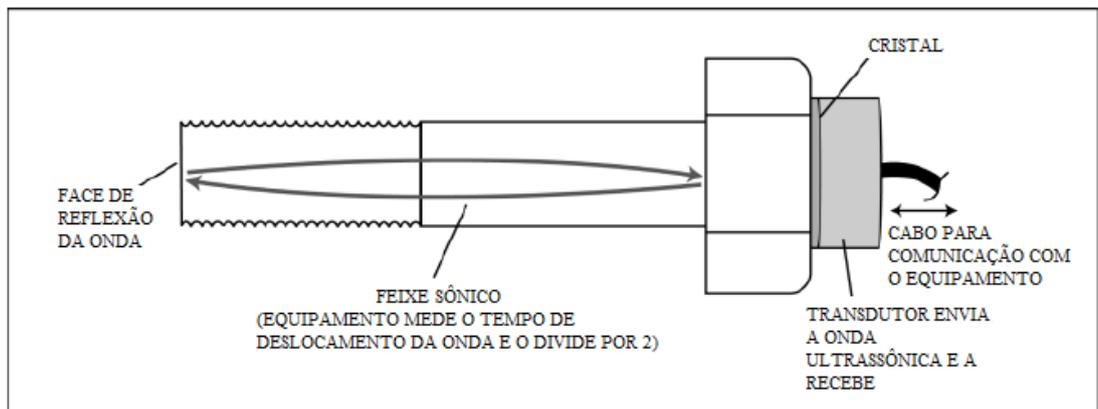


Figura 2.26: Ilustração do princípio de funcionamento do equipamento de ultrassom (Adaptado de Delta Sigma; 2017).

O equipamento então calcula o tempo total de viagem do feixe sônico e o divide por 2. Sabendo que a velocidade de propagação do som no aço é de aproximadamente 5900 m/s (ou 232.283 pol/s), de acordo com Krautkramer & Krautkramer (1990), e a relação entre a velocidade e o tempo de viagem é dada por:

$$V = \frac{L}{T} \quad (2.8)$$

Onde:

V = Velocidade de propagação do som no material (em pol/s)

T = Tempo de viagem do feixe sônico dividido por 2 (em s)

L = Comprimento do fixador (em pol)

Portanto, como se sabe a velocidade do som no material (V) e o equipamento mede o tempo de viagem do feixe sônico (T) o equipamento é capaz de calcular o comprimento do fixador (L).

Deste modo o procedimento para medição do alongamento consiste em medir a condição do fixador em seu estado relaxado ou seja, sem aplicação de nenhum carregamento e em seguida realizar uma nova medição após aplicação da tensão no fixador. O dado gerado pelo equipamento de ultrassom será então o alongamento do fixador (a parcela $L - L_0$ da Equação 2.7) e ao substituir este valor na Equação 2.7 obtêm-se então a tensão atuante no fixador (σ) por meio da qual é possível calcular a pré-carga do fixador pela Equação a seguir.

$$\sigma = \frac{F_P}{A_s} \quad (2.9)$$

Onde:

σ = Tensão atuante na seção roscada do fixador (em lbf/pol² ou psi)

F_P = Força de Pré-Carga gerada no fixador (em lbf)

A_s = Área efetiva da seção do fixador (em pol²) = 1,49 pol², para o fixador de 1.1/2"

Logo, combinando as Equações 2.7 e 2.9 tem-se a Equação que descreve a pré-carga atuante no fixador calculada pelo valor de alongamento lido pelo ultrassom:

$$F_P = \frac{E(L-L_0)*A_s}{L_0} \quad (2.10)$$

Este método de medição por ultrassom em conjunto com a Equação 2.10 é utilizado para verificação das leituras de pré-carga dos fixadores de 1.1/2" com revestimento de Cádmiom e MoS2 que receberam lubrificação.

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

O experimento proposto tem o objetivo de descobrir a relação entre o torque aplicado a um fixador e a pré-carga que é gerada durante o aperto. Logo, é necessário desenvolver um aparato experimental que seja capaz de medir estes dois parâmetros.

3.1 PROJETO DA CÉLULA DE CARGA

Para a medição da pré-carga do fixador, optou-se pelo desenvolvimento de uma célula de carga para cada diâmetro de fixador tomando-se como referência os dispositivos experimentais desenvolvidos por Croccolo et. al. (2011) e por Vand et. al. (2008) (os quais seguem a mesma metodologia utilizada por outros autores para realizar esta medição, como visto em Nassar & Sun (2007), Zou et. al. (2006), Croccolo et. al. (2017) e Croccolo et. al. (2012) tendo o mesmo sido aperfeiçoado.

A célula de carga foi desenvolvida de modo a simular as condições de montagem encontradas em uma junta flangeada típica. Esta célula constitui-se portanto, de um corpo cilíndrico com furo passante em seu centro por onde passará o estojo a ser testado e duas superfícies planas em suas extremidades sobre as quais se apoiarão as porcas.

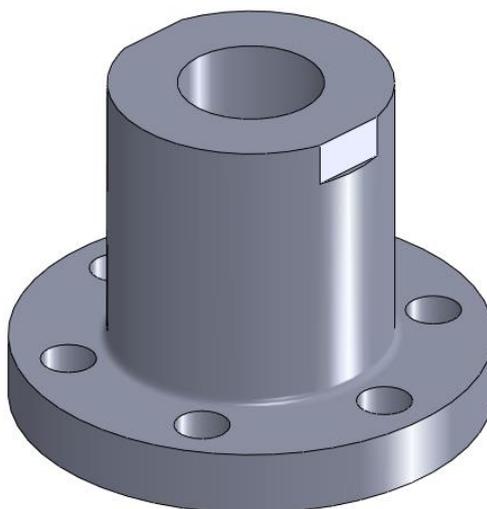


Figura 3.1: Célula de Carga para fixadores de 3/4" (19mm)

(Adaptado de Próprio autor; 2018)

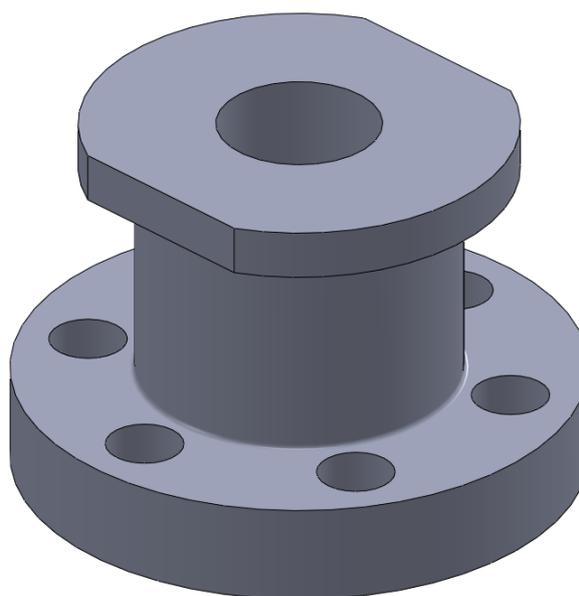


Figura 3.2: Célula de Carga para fixadores de 1.1/2" (38,1 mm)
(Adaptado de Próprio autor; 2018)

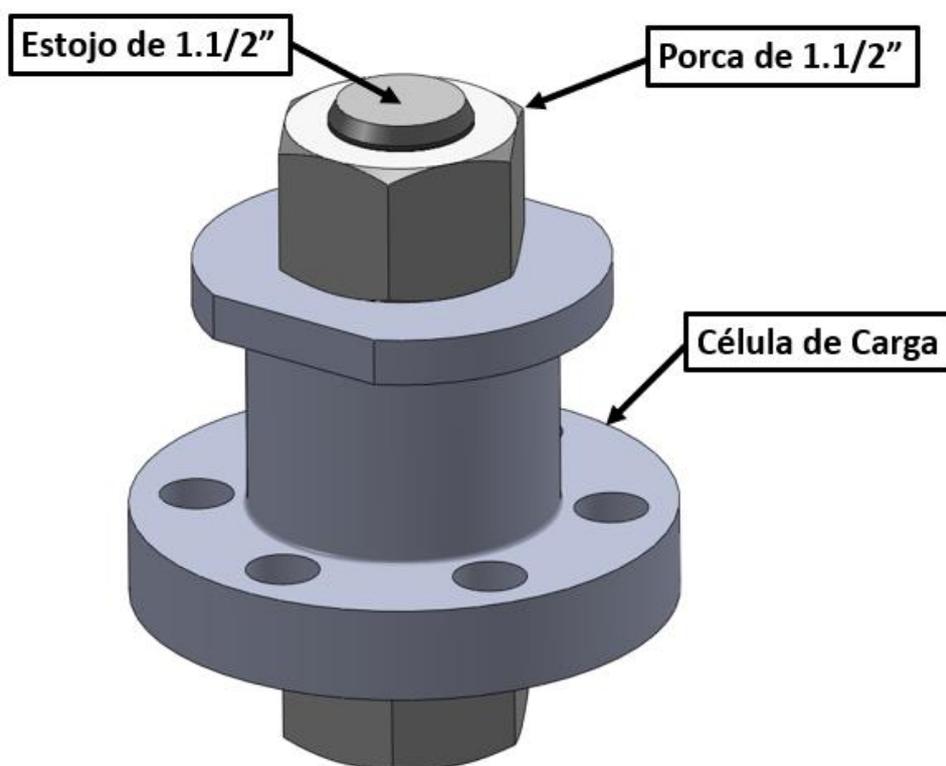


Figura 3.3: Exemplo da montagem dos fixadores na Célula de Carga de 1.1/2"
(38,1mm)
(Adaptado de Próprio autor; 2018)

O material escolhido para sua fabricação foi o aço SAE 4340 com tensão de escoamento de 75 Ksi (517 Mpa), material este, tipicamente empregado em flanges.

Para que a célula de carga fosse capaz de medir a pré-carga gerada nos fixadores, foram instalados extensômetros de resistência elétrica (também conhecidos como “*strain gauges*”) no diâmetro externo da seção cilíndrica desta. Extensômetros são dispositivos que são fixados a um corpo e que permitem medir a deformação mecânica deste pela variação de sua resistência elétrica interna.

O circuito elétrico utilizado para a medição desta variação é a Ponte de Wheatstone. Este circuito consiste de uma ligação de 4 resistores (R_1 , R_2 , R_3 e R_4 ou R_g) a uma fonte geradora de voltagem constante (V_{entrada}) e a um sensor de leitura de voltagem ($V_{\text{saída}}$) em mV.

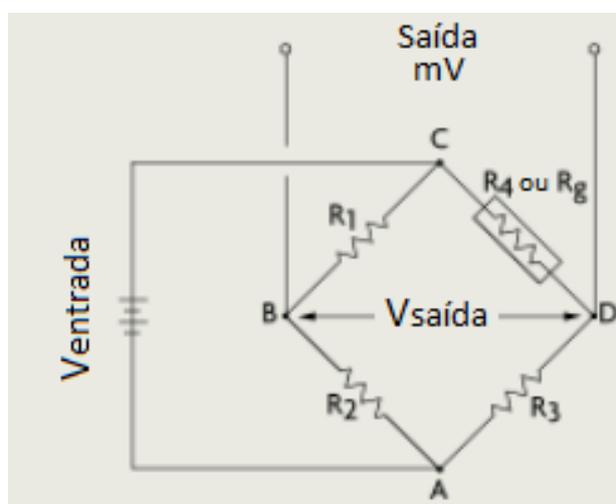


Figura 3.4: Diagrama do circuito elétrico da Ponte de Wheatstone
(Adaptado pelo autor de <<https://www.omega.com/>>. Acesso em 18/10/2017)

Na ponte, cada um dos resistores acima pode ser configurado como um extensômetro a depender do arranjo que se deseja para o experimento. Considerando o caso acima com o resistor R_4 sendo um extensômetro (R_g), quando não houvesse tensão aplicada à célula de carga, não haveria nenhuma deformação na grade do extensômetro e por consequência nenhuma variação de sua resistência. Neste caso a resistência elétrica de $R_1=R_2$ e $R_3=R_4$ e desta forma a ponte estaria balanceada com a $V_{\text{entrada}}=V_{\text{saída}}$ ou seja, a leitura da diferença de voltagem entre ambos seria 0 tendo em vista que a Equação que representa este circuito elétrico é escrita da seguinte forma:

$$V_{saída} = V_{entrada} \left[\frac{R_3}{R_3 + R_g} - \frac{R_2}{R_1 + R_2} \right] \quad (3.1)$$

Como os valores de R_1 , R_2 e R_3 são conhecidos e constantes, ao se aplicar deformação mecânica à célula de carga o valor da resistência do extensômetro (R_g) irá se alterar tornando a ponte desbalanceada ($V_{entrada} \neq V_{saída}$). O valor da diferença ($V_{saída} - V_{saída}$) em mV é então lido pelo sensor de voltagem e pode ser correlacionado com o valor da deformação mecânica por meio de fórmulas determinadas em função do arranjo de extensômetros escolhido.

Para o experimento foram selecionados dois tipos diferentes de extensômetros para medição dos dados experimentais:

- Extensômetro uniaxial; modelo KFG-3-350-C1-11 do fabricante Kyowa. Resistência: 350 Ω ; Comprimento da grade: 3mm.
- Extensômetro biaxial com grades a 45°; modelo KFG-2-350-D2-11 do fabricante Kyowa. Resistência: 350 Ω ; Comprimento da grade: 2mm.

Utilizaram-se quatro extensômetros uniaxiais para cada célula com o objetivo de medir a deformação no eixo longitudinal da célula gerada pela deformação axial do estojo sob tensão. Estes extensômetros foram colados defasados a 90° entre si para permitir a leitura da deformação de forma independente em cada um dos quatro pontos de modo que qualquer possível flexão ou desbalanceamento das forças em qualquer um dos quatro pontos seria compensada pela leitura do extensômetro diametralmente oposto tornando os resultados muito mais confiáveis. Este ponto foi o primeiro aperfeiçoamento em relação à célula desenvolvida por Croccolo et. al. (2011), pois neste o autor utilizava apenas um extensômetro para leitura da deformação da célula ficando assim, suscetível a medições imprecisas devido a influência de tensões de flexão geradas pela aplicação do torque ou por falta de paralelismo entre as faces da célula.

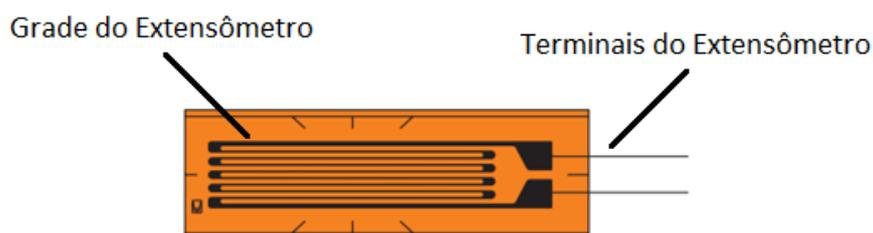


Figura 3.5: Modelo de extensômetro uniaxial

(Adaptado pelo autor de <<http://www.panambra.com>>. Acesso em 18/10/2017)

O método de ligação selecionado para os extensômetros uniaxiais foi o de um quarto de ponte. Neste método cada um dos extensômetros é ligado à uma ponte formando o circuito ilustrado a seguir.

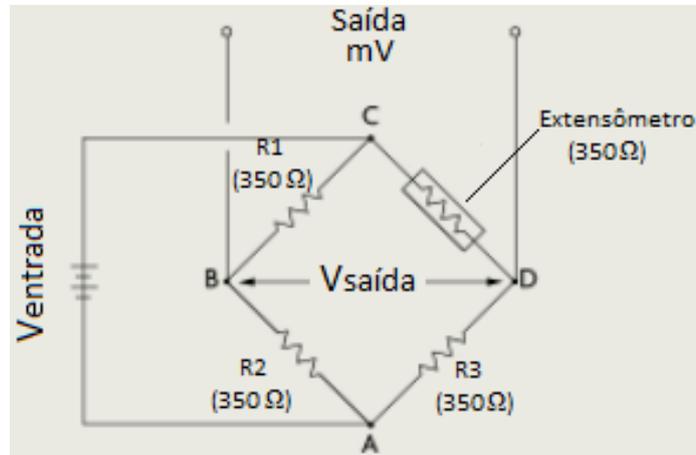


Figura 3.6: Diagrama do circuito elétrico de um quarto de Ponte de Wheatstone (Adaptado pelo autor de <<https://www.omega.com/>>. Acesso em 18/10/2017).

Neste circuito é possível se obter o valor da deformação mecânica de cada extensômetro pela Equação 3.2:

$$\frac{V_{entrada}}{V_{saída}} = \frac{GF \times \varepsilon}{4} \left(\frac{1}{1 + GF \times \frac{\varepsilon}{2}} \right) \quad (3.2)$$

Onde:

$V_{entrada}$ = Tensão inicial do circuito sem variação de resistência (em mV)

$V_{saída}$ = Tensão de saída do circuito com a variação de resistência (em mV)

GF = Fator de medida do extensômetro

ε = Deformação mecânica da Célula de Carga ($\mu\text{m/m}$)

Além dos extensômetros uniaxiais, também foram usados dois extensômetros biaxiais com grades alinhadas a 45° para cada célula com o objetivo de medir a deformação mecânica gerada pela torção da célula devido ao torque resistivo de atrito induzido pelo torque aplicado ao fixador.

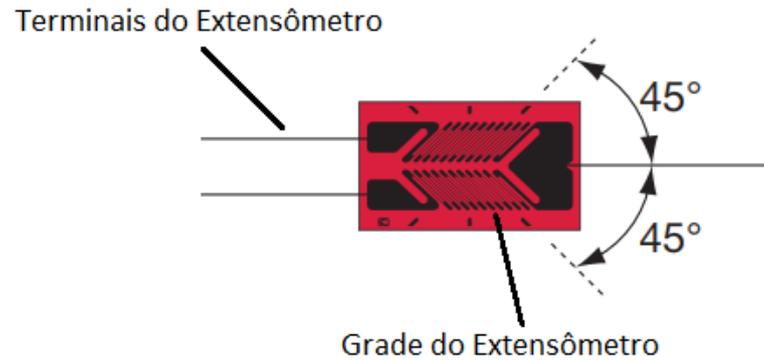


Figura 3.7: Modelo de extensômetro biaxial com grades alinhadas a 45°
(Adaptado pelo autor de <<http://www.panambra.com>>. Acesso em 18/10/2017)

Conforme visto no capítulo de introdução à teoria do torque ao se aplicar torque a um fixador, aproximadamente 50% do valor é transmitido à superfície de contato da porca com o flange por consequência do atrito entre estas faces. Com o uso destes extensômetros biaxiais com grades alinhadas a 45°, é possível medir esta deformação gerada pela torção da seção cilíndrica da célula e correlacioná-la ao torque resistivo por meio da ligação de dois extensômetros biaxiais formando o arranjo de ponte completa de Wheatstone.

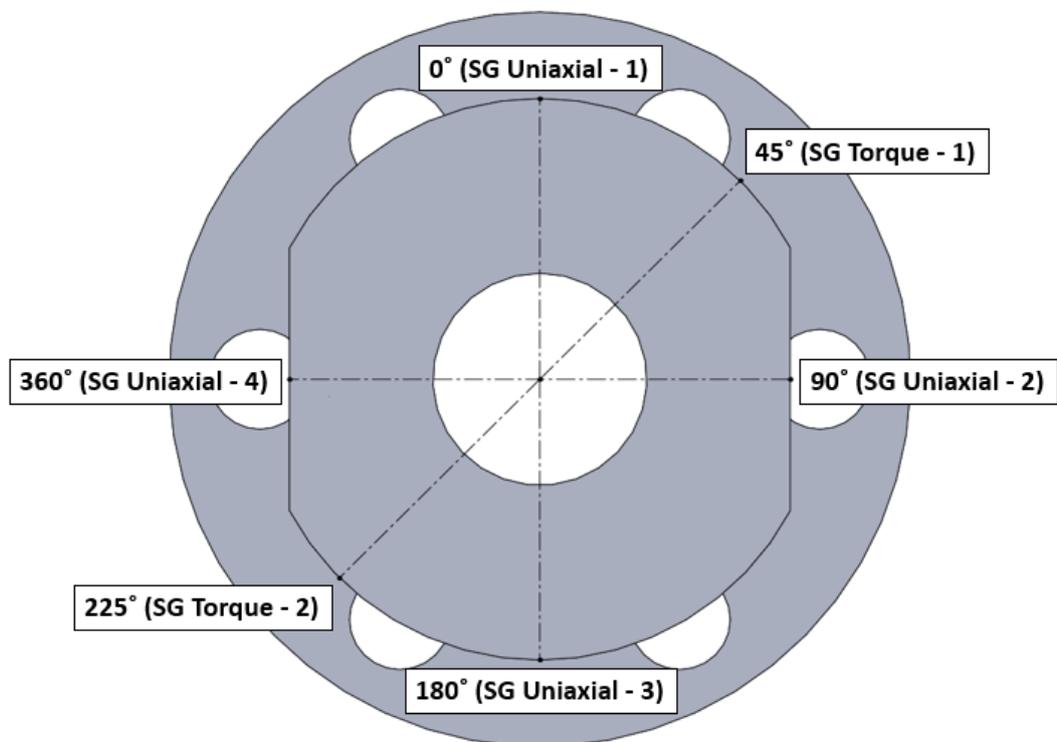


Figura 3.8: Posicionamento dos Extensômetros (*Strain Gauges*) na Célula de Carga
(Adaptado de Próprio autor; 2018)

Para tornar os resultados das medições mais assertivo e preciso, optou-se pela realização de calibrações de carga axial e de torque das células. Este assunto será abordado com maiores detalhes em um tópico posterior deste trabalho.

3.2 DIMENSIONAMENTO DAS CÉLULAS DE CARGA

Para dimensionar a seção cilíndrica do corpo das células de carga onde seriam colados os extensômetros seguiu-se a recomendação de não ultrapassar o valor de deformação mecânica (ϵ) de 1000 microstrains ($\mu\text{m}/\text{m}$) no local de instalação dos extensômetros.

Considerou-se portanto, um valor limite de aproximadamente 700 microstrains na seção que seria resultante da aplicação de uma pré-carga produzida em decorrência do tracionamento do estojo a 73% da sua tensão limite de escoamento de 105 Ksi (724 MPa) resultando portanto em uma tensão de 76.650 psi (528 Mpa).

Sabendo que:

$$\sigma_s = \frac{F_P}{A_s} \quad (3.3)$$

Onde:

σ_s = Tensão atuante na seção roscada do fixador (em lbf/pol² ou psi)

F_P = Força de Pré-Carga gerada no fixador (em lbf)

A_s = Área efetiva da seção roscada (em pol²) = $\frac{\pi}{4} \left[D - \frac{0,9743}{N} \right]^2$

N = Número de fios de rosca por polegada

Para os estojos de 3/4" com 10 fios por polegada e de 1.1/2" com 8 fios por polegada obtém-se a pré-carga de 25.601 lbf e 114.208 lbf respectivamente.

Com os valores de pré-carga em mãos os aplicamos à Lei de Hooke:

$$\sigma_c = E \times \epsilon = \frac{F_P}{A_c} \quad (3.4)$$

Onde:

σ_c = Tensão atuante na seção cilíndrica da célula de carga (em psi)

E = Módulo de Elasticidade do material da célula de carga (em psi)

ε = Deformação do fixador (em microstrains ou $\mu\text{pol/pol}$)

A_c = Área da seção cilíndrica da célula de carga (pol^2)

Tem-se que:

$E = 29000 \text{ ksi}$

$\varepsilon = 700 \text{ microstrains}$

$$A_c = \frac{\pi(D_{ext}^2 - D_{int}^2)}{4}$$

D_{int} = Diâmetro do furo interno da célula de carga

D_{ext} = Diâmetro externo da seção cilíndrica da célula de carga

Seguindo a recomendação da norma API 6A (2010), que propõe que o diâmetro do furo do flange para acomodar um estojo deve ser o diâmetro nominal do estojo acrescido de 1/8", obtém-se os valores de 0,875" (22,2 mm) e 1,625" (41,2 mm) para o diâmetro do furo interno das células de carga dos estojos de 3/4" e 1.1/2" respectivamente.

Logo, a única incógnita da Equação 3.4 é o valor do diâmetro externo da seção cilíndrica da célula (D_{ext}) tornando possível calculá-lo. Para otimizar os valores tornando a usinagem da célula mais fácil os resultados foram arredondados para os decimais mais próximos chegando-se aos seguintes resultados:

$D_{ext} = 1,6''$ (40,6 mm) para o diâmetro externo da célula de carga do estojo de 3/4"

$D_{ext} = 3,2''$ (81,3 mm) para o diâmetro externo da célula de carga do estojo de 1.1/2"

Com estes valores, a deformação mecânica foi recalculada e obtiveram-se os valores máximos de deformação de 630 microstrains (10^{-6} m/m) para a célula do fixador de 3/4" e 660 microstrains para a célula do fixador de 1.1/2". Desta forma, a célula de carga foi dimensionada de modo que se pudesse obter a maior sensibilidade possível do extensômetro sem que se comprometesse a sua integridade.

3.3 COLAGEM DOS EXTENSÔMETROS

Ao se realizar a colagem dos extensômetros é importante garantir que o seu posicionamento seja o mais preciso possível, tanto de seu alinhamento paralelo ao eixo de centro da célula quanto a posição angular de cada extensômetro entre si.

Portanto, para obter esse alinhamento as marcações das posições foram feitas em uma mesa de fresadora do Laboratório de Tecnologia Mecânica com a célula de carga fixada a um cabeçote divisor com coroa de 40 dentes. Primeiramente garantiu-se que a célula estava alinhada ao eixo de giro do cabeçote com o auxílio de um relógio comparador. Em seguida foi feita a primeira marcação a 0° utilizando um traçador de altura representando a posição do primeiro extensômetro uniaxial de medição de pré-carga. Após esta marcação girou-se o cabeçote mais 5 voltas para a posição 45° para efetuar a marcação da posição do primeiro extensômetro biaxial de medição de torque e assim por diante até finalizar a marcação da posição dos 6 extensômetros de cada célula.

Com as marcações das posições concluídas a superfície da célula foi preparada para a colagem dos extensômetros: Primeiramente a região onde seria colado o extensômetro foi lixada com lixa d'água 400 e em seguida foi limpa com álcool isopropílico para remoção de resquícios de gordura, detritos ou óleo que pudesse afetar a qualidade da colagem. Após isso, foi aplicado adesivo para metais Loctite 496 na superfície da peça e o extensômetro foi colado logo em seguida.

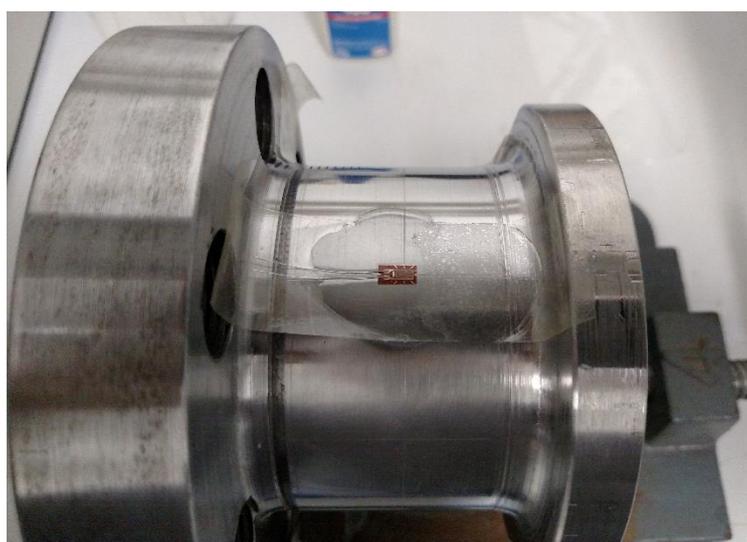


Figura 3.9: Exemplo da colagem de um extensômetro uniaxial
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

3.4 SOLDAGEM DOS TERMINAIS DOS EXTENSÔMETROS E CONFEÇÃO DOS CABOS ELÉTRICOS

Após passado o tempo de cura da colagem dos extensômetros iniciou-se o processo de soldagem dos terminais dos extensômetros. Para facilitar a soldagem foram utilizados terminais TF-8 e TF-7 do fabricante Kyowa.



Figura 3.10: Exemplo da soldagem dos terminais dos extensômetros
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Os cabos elétricos foram confeccionados a partir de cabos elétricos blindados de 4 vias AWG22 ligados a conectores de 15 pinos.



Figura 3.11: Soldagem do cabo elétrico no conector 15 pinos
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

A ligação dos fios do cabo elétrico no conector e nos terminais dos extensômetros foi feita de acordo com os diagramas elétricos fornecidos pela HBM, fabricante do módulo de aquisição de dados Spider8, sendo cada extensômetro uniaxial de pré-carga ligado a um cabo para formação de 1/4 de ponte e os dois extensômetros biaxiais de torque ligados em um único cabo para formação da ponte completa.

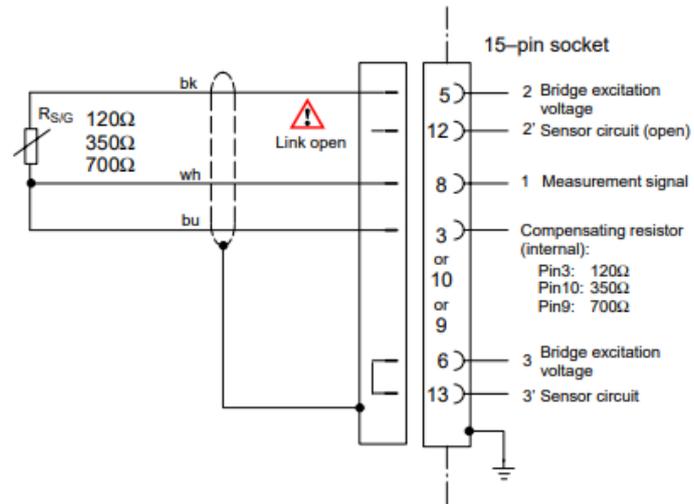


Figura 3.12: Esquema de ligação dos cabos elétricos para 1/4 de ponte
(Adaptado pelo autor de <<https://www.hbm.com/>>. Acesso em 04/12/2017).

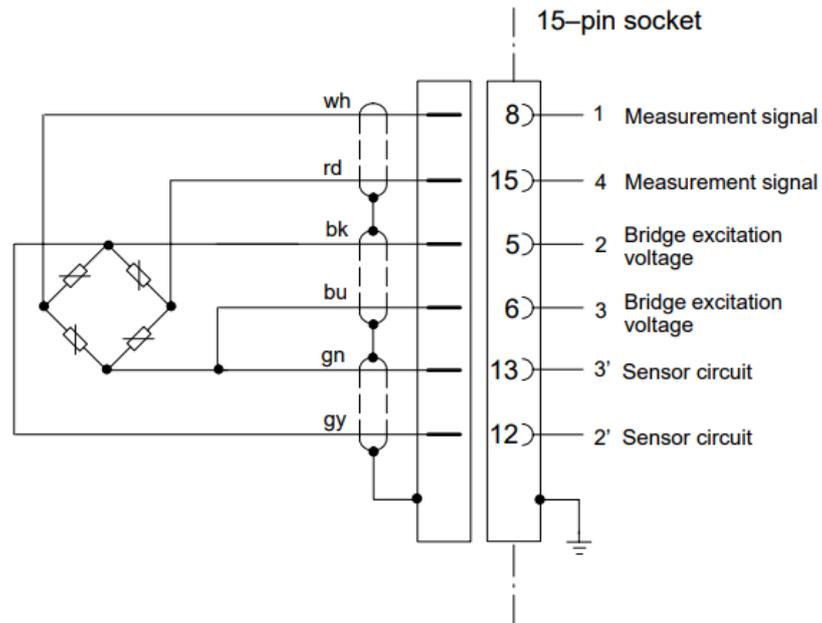


Figura 3.13: Esquema de ligação dos cabos elétricos para ponte completa
(Adaptado pelo autor de <<https://www.hbm.com/>>. Acesso em 04/12/2017).

Ao finalizar a soldagem dos cabos na célula, foi aplicada resina epóxi Araldite na célula para proteger os seus terminais e extensômetros.

3.5 CALIBRAÇÃO DAS CÉLULAS DE CARGA

Para tornar os resultados experimentais das medições provenientes das células de carga mais precisos e confiáveis foi vislumbrada a necessidade de calibração das mesmas.

Como a célula projetada é capaz de medir dois parâmetros experimentais (medição da pré-carga gerada e do torque resistivo de atrito) foi necessário desenvolver dois métodos diferentes para que se pudesse analisar de forma independente os resultados gerados pela aplicação da pré-carga e do torque e como cada parâmetro exerce influência sobre o outro.

3.5.1 Calibração das Células de Carga

O método de calibração das células de carga consiste em aplicar um valor de força de compressão preciso e conhecido na célula por meio de uma máquina de ensaio de compressão calibrada pelo INMETRO, em incrementos de carga de acordo com a capacidade de cada célula, e registrar os valores de deformação lidos pelos extensômetros da célula para cada incremento de pré-carga.

Para a aplicação da força de compressão axial foi utilizada a máquina de ensaio de compressão do Laboratório de Ensaios Mecânicos da Universidade Federal Fluminense.

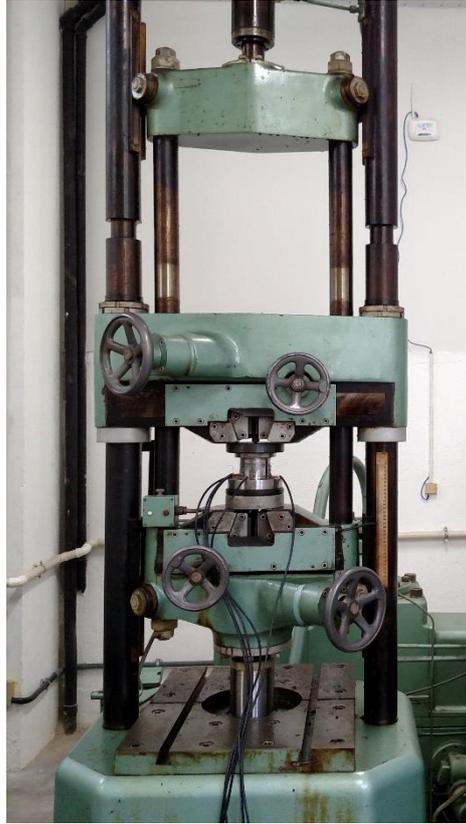


Figura 3.14: Máquina de ensaio de compressão
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

A fim de reproduzir as condições mais próximas possíveis do experimento, foi colocada uma porca sobre a face da célula na qual seria aplicada a força de compressão axial para que a força fosse distribuída sobre uma área igual à que seria durante o experimento. As porcas utilizadas foram as mesmas que seriam posteriormente empregadas no experimento, ou seja, uma porca de 3/4"- 10 UNC (Grau 2H) para a célula de 3/4" e uma porca de 1.1/2"- 8 UNC (Grau 2H) para a célula de 1.1/2".



Figura 3.15: Ensaio de compressão com utilização de porca
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

A força de compressão foi aplicada em incrementos de 500 Kgf para a calibração da célula de 3/4" sendo levada até uma carga máxima de 13000 Kgf equivalente à uma pré-carga gerada por aproximadamente 80% da tensão de escoamento do fixador.

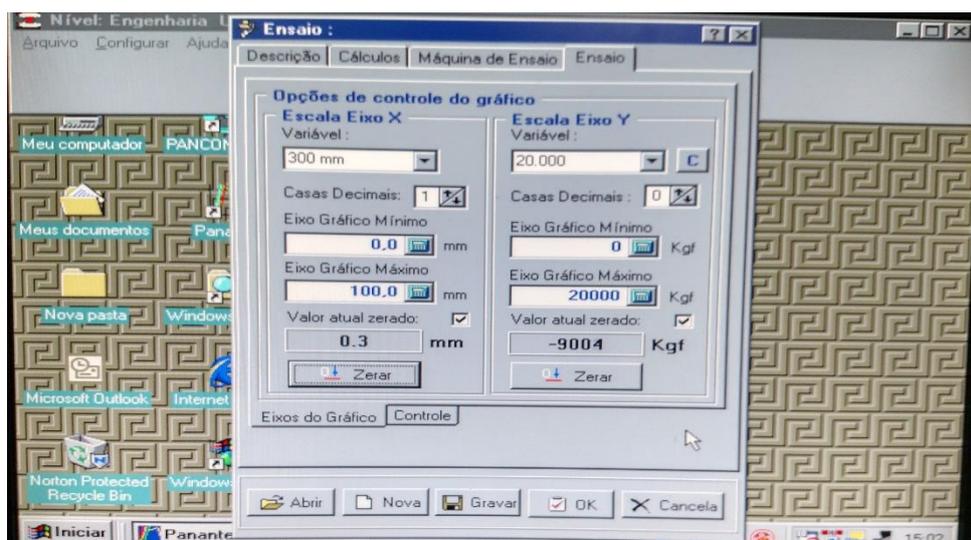


Figura 3.16: Monitoração da aplicação da força de compressão axial
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Ao se traçar o gráfico da deformação axial (ver Anexo I) os sinais da deformação axial de cada extensômetro uniaxial foram somados para que se pudesse obter o efeito de compensação de possíveis cargas de flexão agindo sobre a célula. O sinal do extensômetro biaxial de torque também foi traçado neste gráfico para que se pudesse avaliar o efeito da carga axial em sua leitura e verificou-se que a influência era baixa já que seu valor não ultrapassou 5% do valor de deformação pela força axial.

Traçando a curva de calibração era esperado que se apresentasse um comportamento linear entre pré-carga aplicada e deformação lida e foi isso que se observou ao gerar a curva aplicando a regressão linear e encontrando uma Equação da reta $y = -5,3017x + 99,21$ com coeficiente de determinação R^2 de 0,9997 que demonstra uma boa aderência dos pontos à reta.

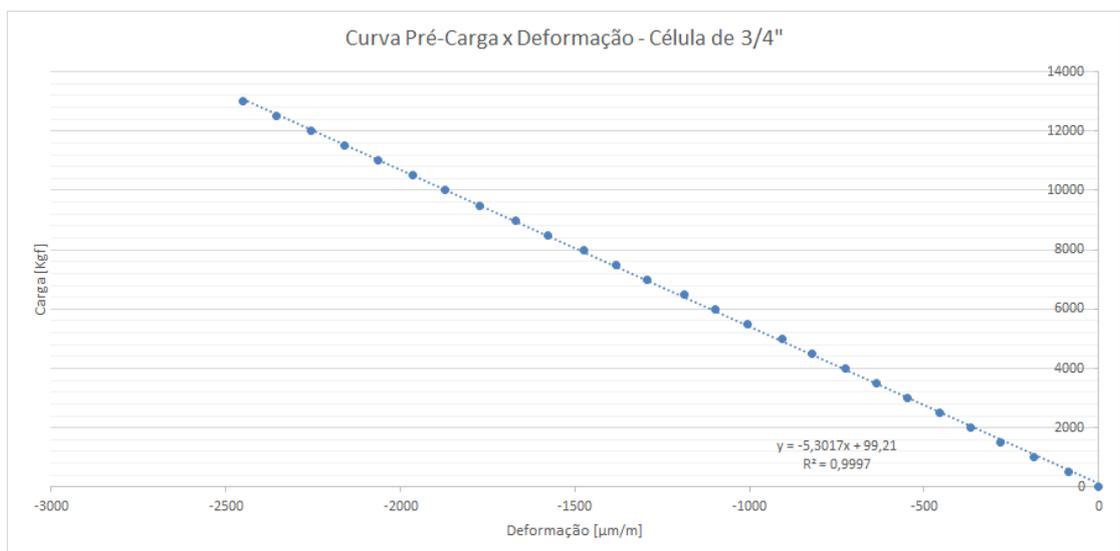


Figura 3.17: Curva de Calibração para a célula de 3/4"

(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Esta curva será utilizada portanto, para correlacionar os sinais de deformação axial lidos durante o teste com a pré-carga gerada no fixador.

Procedimento semelhante foi executado para a célula de 1.1/2" porém com algumas diferenças. Os incrementos de força de compressão foram de 1000 Kgf e a força máxima aplicada à célula foi de 18000 Kgf equivalente à uma pré-carga gerada por aproximadamente 26% da tensão de escoamento do fixador por motivo de limitações da máquina de ensaio do laboratório. Foi necessário portanto, extrapolar essa curva para os valores de pré-carga equivalentes a 73% da tensão de escoamento do fixador o que pode ser feito sem prejuízo da

qualidade da calibração pois a curva traçada apresentou linearidade bastante satisfatória com um coeficiente de determinação R^2 de 0,9994 e equação da reta $y = -22,022x + 273,33$.

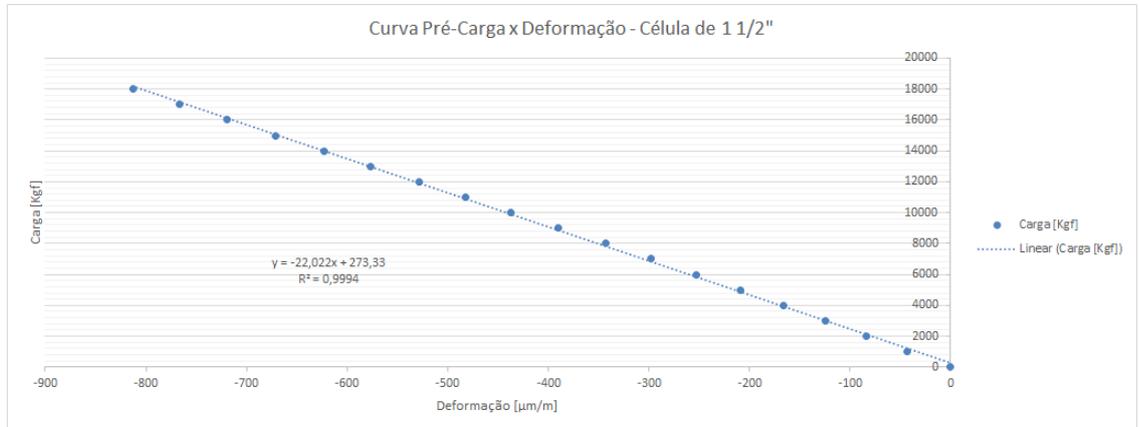


Figura 3.18: Curva de Calibração para a célula de 1.1/2"

(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Vale ressaltar que a influência da aplicação de carga axial nos sinais de deformação lidos pelos extensômetros biaxiais de torque apresentaram valores baixos já que seu valor lido girou em torno de 4% do valor de deformação pela força axial (Ver Anexo I).

3.5.2 Método de Calibração do Torque

O método para calibração do torque consiste em aplicar um valor de torque preciso e conhecido à célula por meio de uma ferramenta de torque calibrada em incrementos e registrar os valores de deformação lidos pelos extensômetros de torque da célula para cada valor de torque.

Para que fosse possível aplicar torque diretamente à célula de carga foi necessário desenvolver dispositivos para transmitir o torque da ferramenta de torque para a célula e também foi necessário adaptar o projeto das células de carga para incluir faces sobre as quais estes dispositivos reagiriam.



Figura 3.19: Chave para Calibração de torque da célula de 3/4"
(Adaptado de Próprio autor; 2018).



Figura 3.20: Chave para Calibração de torque da célula de 1.1/2"
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

A célula de 3/4" foi fixada à uma bancada de testes desenvolvida para os experimentos e o torque foi aplicado à esta por meio de um torquímetro digital de 150 lbf.pé (203 N.m) de torque máximo, modelo MMK-220 do fabricante MK Controle.

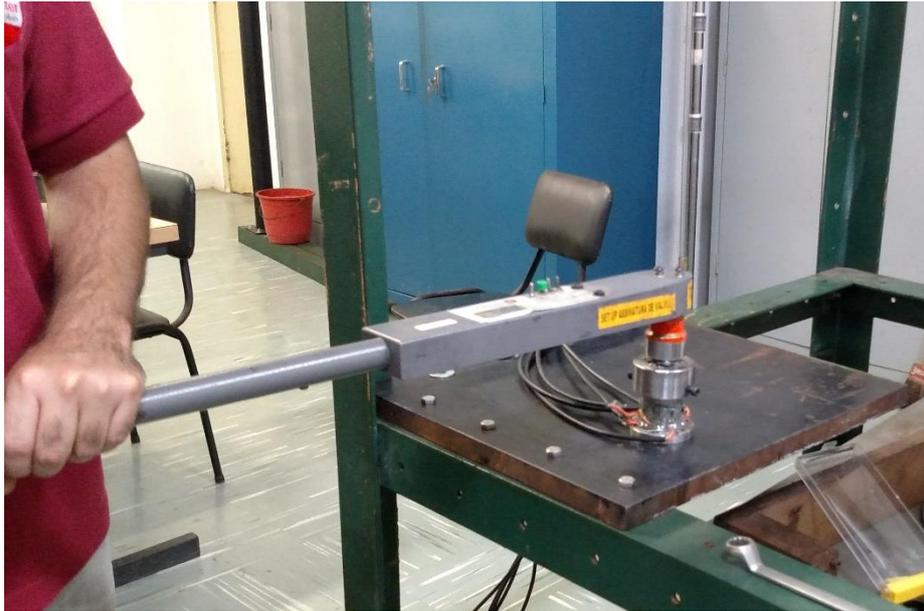


Figura 3.21: Calibração de torque da célula de 3/4"

(Adaptado de Próprio autor; 2018).

O torque foi aplicado à esta célula em incrementos de 20 lbf.pé até o valor de 120 lbf.pé e os sinais oriundos do extensômetro biaxial de torque e os sinais somados dos extensômetros uniaxiais foram plotados em um gráfico da mesma forma que foi feito para a calibração da pré-carga com o objetivo similar de avaliar a relação entre o torque aplicado e a leitura dos sinais de deformação do extensômetro de torque e também a magnitude da influência da torção nos sinais dos extensômetros uniaxiais de pré-carga.

Ao analisar o gráfico dos sinais de deformação de torque gerado durante a calibração (Ver Anexo II) é possível notar que a influência da torsão no sinal somado dos extensômetros uniaxiais foi muito baixa, não ultrapassando 2,5% do valor de deformação lido pelos extensômetros de torque.

Com os dados de deformação de torque traçou-se então a curva de calibração de torque da célula de 3/4" chegando à equação da reta $y = -0,3418x + 3,0897$ e coeficiente de determinação R^2 de 0,9966.

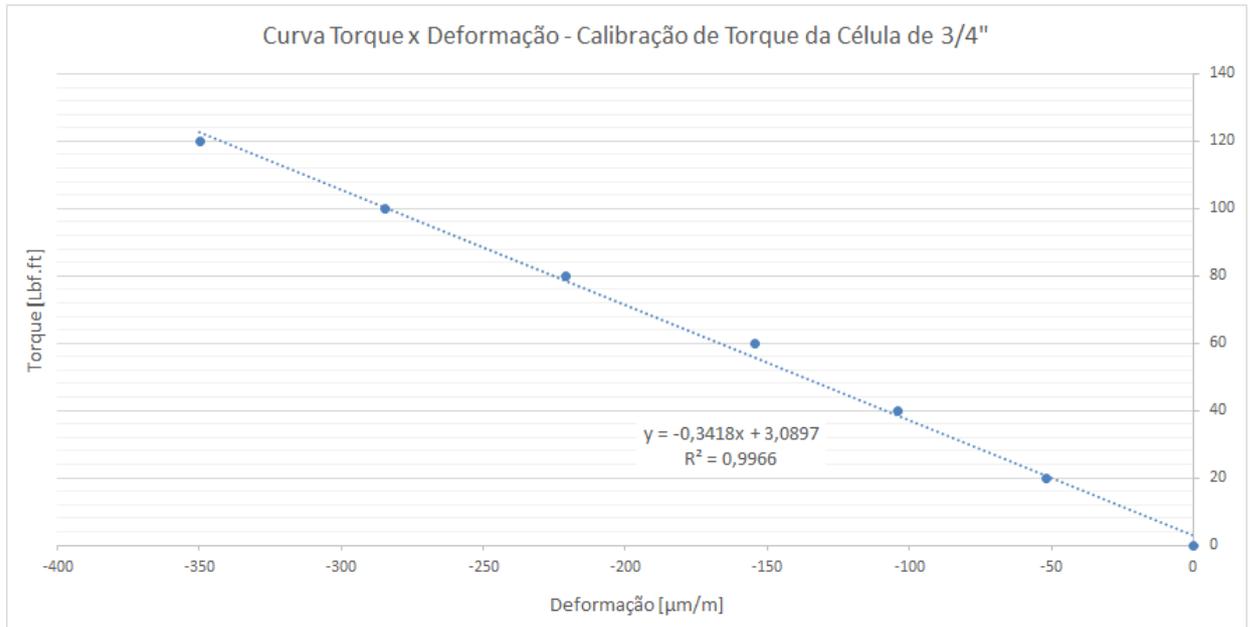


Figura 3.22: Curva de Calibração de torque da célula de 3/4"

(Adaptado de Próprio autor; 2018).

A célula de 1.1/2" foi fixada à mesma bancada de testes anterior na posição horizontal para facilitar a utilização de uma ferramenta de torque pneumática. A ferramenta utilizada para aplicação do torque foi uma chave de torque pneumática modelo J-Gun 3 do Fabricante Hytorc. Para a leitura dos valores de torque aplicados foi acoplado um transdutor de torque calibrado à ferramenta: modelo 50705.LOG do fabricante Norbar com capacidade de leitura até 5000 N.m (ou 3700 lbf.pé).



Figura 3.23: Calibração de torque da célula de 1.1/2"

(Adaptado de Próprio autor; 2018).

O torque foi aplicado à esta célula em incrementos de aproximadamente 200 lbf.pé iniciando em 540 lbf.pé até o valor de 2170 lbf.pé e os sinais oriundos do extensômetro biaxial de torque em conjunto com os sinais somados dos extensômetros uniaxiais foram plotados em um gráfico da mesma forma que foi feito para a célula de 3/4".

Ao analisar o gráfico dos sinais de deformação de torque gerado durante a calibração (Ver Anexo II) é possível notar que ao se aplicar torsão à célula, os extensômetros uniaxiais registraram valores de deformação um pouco acima do esperado (em torno de 34% dos valores da deformação dos extensômetros de torque). Isto ocorreu porque durante a aplicação de torque foi gerada uma alta carga de flexão à célula em função do grande comprimento do braço de alavanca entre o ponto de reação da ferramenta e o ponto de fixação da célula na bancada e não necessariamente porque houve influência da tensão advinda da torsão nos extensômetros uniaxiais. Tendo isto em vista, será necessário levar este comportamento em conta durante a execução do experimento realizando-o de forma a anular esta flexão da célula (o que será visto com maiores detalhes em seção posterior).

Com os dados de deformação de torque traçou-se então a curva de calibração de torque da célula de 1.1/2" chegando à equação da reta $y = -6,2911x - 297,66$ e coeficiente de determinação R^2 de 0,9763.

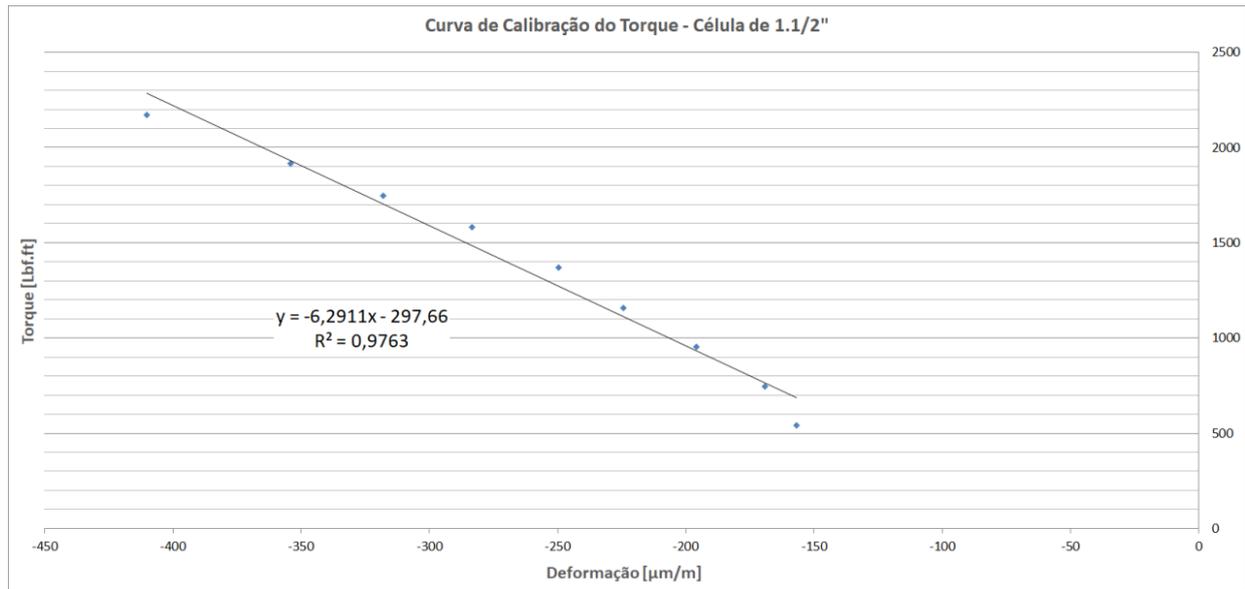


Figura 3.24: Curva de Calibração de torque da célula de 1.1/2"
 (Adaptado de Próprio autor; 2018).

3.6 MATERIAIS DOS CORPOS DE PROVA

No experimento foram utilizados como corpos de prova, fixadores com rosca em polegada de dois diâmetros nominais diferentes e com dois tipos diferentes de revestimento:

- 10 Prisoneiros de 3/4"- 10 UNC; com passo de rosca de 10 fios por polegada; material: L7 (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Cádmio Bicromatizado Eletrodepositado.
- 20 Porcas de 3/4"- 10 UNC; com passo de rosca de 10 fios por polegada; material: 2H (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Cádmio Bicromatizado Eletrodepositado.
- 10 Prisoneiros de 3/4"- 10 UNC; com passo de rosca de 10 fios por polegada; material: L7 (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Resina Termo-curada com aditivo de Bissulfeto de Molibdênio (Primer - Xylan® 1212 e Acabamento - Xylan® 1213).

- 20 Porcas de 3/4"- 10 UNC; com passo de rosca de 10 fios por polegada; material: 2H (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Resina Termo-curada com aditivo de Bissulfeto de Molibdênio (Primer - Xylan® 1212 e Acabamento - Xylan® 1213).
- 10 Prisoneiros de 1.1/2"- 8 UNC; com passo de rosca de 8 fios por polegada; comprimento de 7,25"; material: L7 (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Cádmio Bicromatizado Eletrodepositado.
- 20 Porcas de 1.1/2"- 8 UNC; com passo de rosca de 8 fios por polegada; material: 2H (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Cádmio Bicromatizado Eletrodepositado.
- 10 Prisoneiros de 1.1/2"- 8 UNC; com passo de rosca de 8 fios por polegada; 8 destes com comprimento de 7,25" e 2 com 9,75"; material: L7 (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Resina Termo-curada com aditivo de Bissulfeto de Molibdênio (Primer - Xylan® 1212 e Acabamento - Xylan® 1213).
- 20 Porcas de 1.1/2"- 8 UNC; com passo de rosca de 8 fios por polegada; material: 2H (Tensão de escoamento de 105 Ksi); revestimento: Resina Termo-curada com aditivo de Bissulfeto de Molibdênio (Primer - Xylan® 1212 e Acabamento - Xylan® 1213).

Os diâmetros nominais de 3/4" e 1.1/2" foram escolhidos pois representam a faixa de medidas de diâmetro de fixadores usualmente encontrados em flanges API de equipamentos submarinos, sendo 3/4" um dos menores diâmetros usualmente utilizados, geralmente montado utilizando ferramentas manuais, e o diâmetro de 1.1/2" representa a faixa de diâmetros maiores mais utilizada em flanges API, na qual já se faz necessária a utilização de ferramentas de torque pneumáticas ou hidráulicas devido ao alto torque aplicado. O uso de dois diâmetros nominais torna possível avaliar se o diâmetro do fixador representa alguma influência no comportamento dos coeficientes de atrito das condições investigadas ao se comparar os resultados encontrados para cada diâmetro de fixador.

Todos os fixadores foram recebidos conforme seriam recebidos para montagem no equipamento, ou seja, protegidos contra impactos e sem nenhum tipo de óleo ou graxa para proteção corrosiva. Ao recebe-los verificou-se visualmente a integridade das roscas dos estojos

e das porcas e também as superfícies de contato das porcas garantindo que não haviam danos ou indícios de corrosão que pudessem comprometer os resultados do experimento.

Metade dos fixadores com revestimentos de Cádmio e de Bissulfeto de Molibdênio de 3/4" e metade dos fixadores de Cádmio e de Bissulfeto de Molibdênio de 1.1/2" receberão lubrificação de graxa a base de MoS₂ nas roscas do prisioneiro e nas faces das porcas que estarão em contato com a junta. As outras metades serão testadas a seco ou seja, não receberão qualquer tipo de lubrificante.

Os corpos de prova foram então identificados conforme denominação a seguir:

Tabela 3.1: Identificação dos corpos de prova.

Revestimento	Diâmetro	Tipo de Lubrificação									
		Com Graxa de MoS ₂					A seco				
Cádmio	3/4"-10UNC	ID 11	ID 12	ID 13	ID 14	ID 15	ID 21	ID 22	ID 23	ID 24	ID 25
	1.1/2"-8UNC	ID 31	ID 32	ID 33	ID 34	ID 35	ID 41	ID 42	ID 43	ID 44	ID 45
Bissulfeto de Molibdênio	3/4"-10UNC	ID 51	ID 52	ID 53	ID 54	ID 55	ID 61	ID 62	ID 63	ID 64	ID 65
	1.1/2"-8UNC	ID 71	ID 72	ID 73	ID 74	ID 75	ID 81	ID 82	ID 83	ID 84	ID 85

Fonte: Próprio autor; 2018

3.7 EXPERIMENTO

3.7.1 Experimento com fixadores de 3/4"

Antes de iniciar o experimento, todos os estojos e porcas foram limpos com um pano limpo embebido em álcool isopropílico para garantir a eliminação de quaisquer resíduos de óleos, gorduras, detritos e contaminantes que possam afetar os resultados do experimento.

Este experimento consistiu em aplicar valores de torque que seguissem a sequência de torque recomendada para a montagem de uma junta flangeada pelas normas API 6A (2010) e 17D (2011) representada nos valores a seguir:

- 30% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 20% da tensão de escoamento);

- 50% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 33% da tensão de escoamento);
- 100% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 67% da tensão de escoamento);
- Por fim 106% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 73% da tensão de escoamento).

Para estimar estes valores de torque foi necessário buscar referências na literatura para os valores de coeficiente de atrito e aplica-los às Equações 2.2 ou 2.4.

3.7.2 Experimento com fixadores de Cádmiio de 3/4" sem lubrificação

Iniciou-se o experimento pelo fixador de cádmio sem lubrificante (a seco). O valor de torque foi estimado com base nos estudos de Croccolo et. al. (2017) que encontrou o coeficiente de atrito de 0,144 para o revestimento de zinco sem lubrificação que possui propriedades próximas às do revestimento de cádmio. Estes valores em conjunto com os valores da pré-carga alvo foram então aplicados à Equação 2.4 e retornaram os seguintes valores estimados de torque:

Tabela 3.2: Valores estimados de torque para fixadores de cádmio de 3/4" sem lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-584,37 μ strains	3197,37 Kgf	7049 lbf	83 Lbf.ft
33% σ_y	-986,40 μ strains	5328,80 Kgf	11748 lbf	139 Lbf.ft
67% σ_y	-1991,51 μ strains	10657,60 Kgf	23496 lbf	277 Lbf.ft
73% σ_y	-2171,61 μ strains	11612,41 Kgf	25601 lbf	302 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

A superfície da célula foi então preparada com lixa para metais de granulometria 200 e em seguida a superfície foi limpa com pano embebido em álcool isopropílico. Este procedimento foi repetido entre cada troca de amostra de fixadores para garantir a uniformidade

da superfície de contato das porcas para todas as amostras e para remover resquício dos revestimentos que eram depositados na superfície a cada aplicação de torque.

A primeira amostra foi montada na célula, sendo composta por um estojo passando pelo furo central da célula travado por duas porcas, uma na face superior da célula e outra na face inferior.



Figura 3.25: Montagem dos fixadores de cádmio sem lubrificante na célula de 3/4"
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

O torque foi aplicado manualmente utilizando dois modelos de torquímetros digitais calibrados:

- MMK-220 do fabricante MK Controle (com capacidade de 150 lbf.pé e resolução de 0.1 lbf.pé) para os valores de torque de 83 lbf.pé e 139 lbf.pé.
- MMK-2150 do fabricante MK Controle (com capacidade de 1000 lbf.pé e resolução de 1 lbf.pé) para os valores de torque de 277 lbf.pé e 302 lbf.pé.



Figura 3.26: Torquímetro Digital MMK-220
(<<http://www.mkcontrole.com.br>>. Acesso em 09/06/2017)



Figura 3.27: Torquímetro Digital MMK-2150
(Adaptado de Próprio autor; 2018)

O torque foi aplicado de forma suave até atingir um valor próximo do desejado e então o valor do mostrador do torquímetro era lido e registrado. Em seguida o torquímetro foi desacoplado da porca e aguardou-se em torno de 3 minutos para estabilização do valor lido pelos extensômetros. Em seguida foi aplicado o torque subsequente e o mesmo processo foi seguido após cada aplicação de torque e assim foi feito para todo o restante das amostras de fixadores de 3/4”.

Vale notar que para a primeira amostra foi feita uma análise superficial dos dados de deformação gerados e foi possível notar que o torque estimado estava de fato gerando uma pré-carga inferior à desejada, o que indica que o coeficiente de atrito fora estimado com um valor inferior ao que fora apresentado na prática. Diante disto seria necessário aumentar os valores de torque finais para conseguir atingir a tensão de 67 – 73% no fixador porém isto não foi possível devido a limitações físicas e de fixação da bancada de torque que permitiram que se atingisse valores máximos próximos de 50% da tensão de escoamento do fixador.

Os dados de deformação de todos os extensômetros (de torque e uniaxiais) foram obtidos por meio do módulo de geração e aquisição de sinais Spider-8 do fabricante HBM e foram registrados com auxílio do software Catman 4.5 do mesmo fabricante instalado em um

computador do laboratório. Estes dados foram posteriormente plotados em gráficos utilizando o software MS Excel (Ver Anexo III) para que se pudesse extrair os valores de deformação e calcular a pré-carga gerada por cada aperto e também o torque resistivo lido pela célula.

3.7.3 Experimento com fixadores de Bissulfeto de Molibdênio de 3/4" sem lubrificação

Em seguida foram ensaiados os fixadores de Bissulfeto de Molibdênio (MoS_2). Optou-se por seguir desta forma para mitigar as chances de contaminar a superfície de contato da célula com as porcas com o lubrificante de experimentos anteriores.

Para estimar o valor de torque destas amostras tomou-se como referência os resultados encontrados por Zou et. al. (2006) para revestimento olefínico de MoS_2 no qual foi encontrado um coeficiente de atrito de 0,08. Empregando esse valor na Equação 2.4 em conjunto com os valores de pré-carga, tem-se:

Tabela 3.3: Valores estimados de torque para fixadores de MoS_2 de 3/4" sem lubrificação

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-584,37 μ strains	3197,37 Kgf	7049 lbf	50 Lbf.ft
33% σ_y	-986,40 μ strains	5328,80 Kgf	11748 lbf	84 Lbf.ft
67% σ_y	-1991,51 μ strains	10657,60 Kgf	23496 lbf	168 Lbf.ft
73% σ_y	-2171,61 μ strains	11612,41 Kgf	25601 lbf	183 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

No entanto ao iniciar a aplicação dos valores de torque de 50 e 84 lbf.pé notou-se que a estimativa feita inicialmente para o coeficiente de atrito havia sido subestimada, conforme ocorreu com as amostras de cádmio sem lubrificação porém, o valor desta vez não apresentou grande discrepância. Os valores foram então recalculados considerando um coeficiente de atrito maior (em torno de 0,13).

Tabela 3.24: Valores corrigidos de torque para fixadores de MoS₂ de 3/4" sem lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-584,37 μ strains	3197,37 Kgf	7049 lbf	80 Lbf.ft
33% σ_y	-986,40 μ strains	5328,80 Kgf	11748 lbf	134 Lbf.ft
67% σ_y	-1991,51 μ strains	10657,60 Kgf	23496 lbf	268 Lbf.ft
73% σ_y	-2171,61 μ strains	11612,41 Kgf	25601 lbf	292 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

Com os valores recalculados seguiu-se o mesmo procedimento realizado para as amostras anteriores de cádmio. Os gráficos resultantes das deformações podem ser visualizados no Anexo III.

3.7.4 Experimento com fixadores de Cádmio de 3/4" com lubrificação

Para a lubrificação dos fixadores optou-se pela utilização de graxa a base de Bissulfeto de Molibdênio e Óleo mineral pelo fato de ser a graxa comumente utilizada na montagem de flanges API de equipamentos submarinos por prover grande diminuição do atrito em condições de alta pressão de contato, boa proteção anti-corrosiva, prevenção do fenômeno de adesão metálica entre superfícies sob alta pressão de contato conhecido como “*galling*” e estabilidade a altas temperaturas. A graxa selecionada para o experimento foi a 19B-001 do fabricante ThreeBond.



Figura 3.28: Recipiente da graxa utilizada no experimento
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

A graxa foi aplicada com um pincel novo e limpo (para evitar contaminação) nas áreas onde ocorre atrito nos fixadores ou seja: às regiões das roscas do estojo sobre as quais deslizariam as roscas das porcas e também na face de contato da porca na qual seria aplicado o torque com a superfície da célula sobre a qual ela deslizaria.

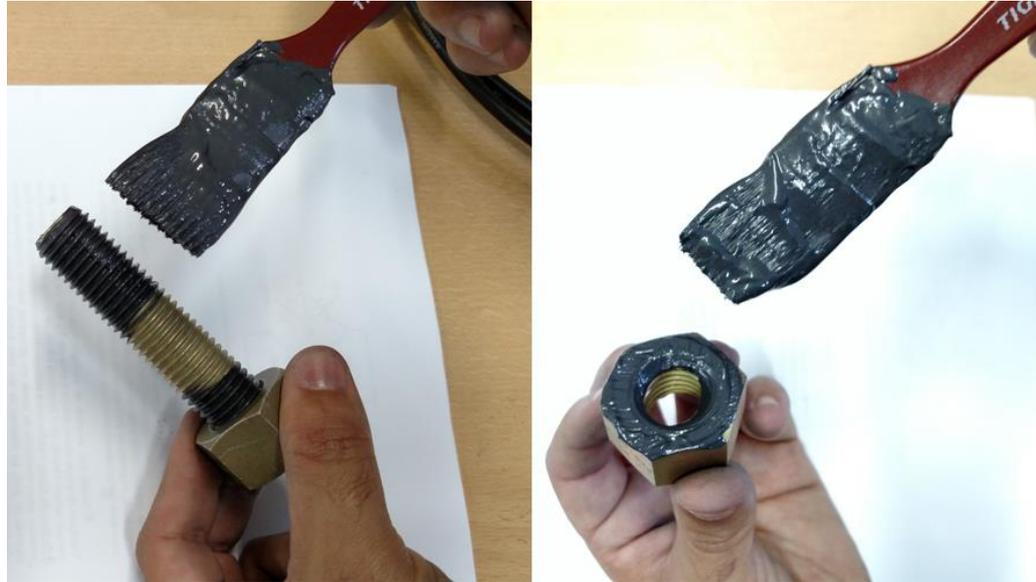


Figura 3.29: Aplicação de graxa nos estojos e porcas de cádmio
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Após a aplicação do lubrificante os fixadores foram montados na célula de carga.

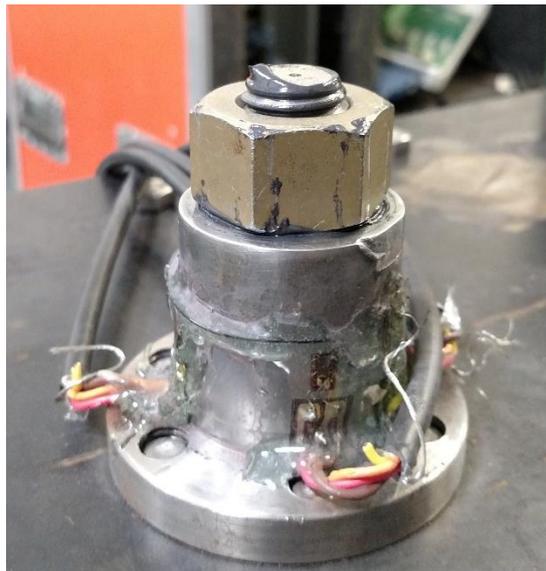


Figura 3.30: Montagem dos fixadores de cádmio de 3/4" com lubrificante na célula de carga (Adaptado de Próprio autor; 2018).

A estimativa do valor de torque destas amostras foi feita tomando-se como referência as normas API 6A (2010) e 17D (2011) que estipulam um coeficiente de atrito de 0,13 para revestimento metálico com aplicação de graxa. Este valor em conjunto com os valores de pré-carga alvo foram aplicados desta vez à Equação 2.4 dada pelas normas API 6A (2010) e 17D (2011) resultando nos seguintes valores:

Tabela 3.5: Valores estimados de torque para fixadores de Cádmiio de 3/4" com lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-584,37 μ strains	3197,37 Kgf	7049 lbf	80 Lbf.ft
33% σ_y	-986,40 μ strains	5328,80 Kgf	11748 lbf	134 Lbf.ft
67% σ_y	-1991,51 μ strains	10657,60 Kgf	23496 lbf	268 Lbf.ft
73% σ_y	-2171,61 μ strains	11612,41 Kgf	25601 lbf	292 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

Iniciando a aplicação dos 3 incrementos iniciais de torque da 1ª amostra (ID 11) atingindo o valor de 188 lbf.pé notou-se que o estojo havia sido tensionado acima de seu limite de escoamento, o que indicou que o coeficiente de atrito estimado a princípio era muito superior ao que foi verificado de fato no experimento. Levaram-se em consideração portanto, os valores de torque e pré-carga lidos nos 2 primeiros incrementos para recalculer o coeficiente de atrito usando a Equação 2.4 que foi então reduzido para 0,047.

Tabela 3.6: Valores corrigidos de torque para fixadores de Cádmiio de 3/4" com lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-584,37 μ strains	3197,37 Kgf	7049 lbf	35 Lbf.ft
33% σ_y	-986,40 μ strains	5328,80 Kgf	11748 lbf	60 Lbf.ft
67% σ_y	-1991,51 μ strains	10657,60 Kgf	23496 lbf	120 Lbf.ft
73% σ_y	-2171,61 μ strains	11612,41 Kgf	25601 lbf	132 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

Com os valores recalculados seguiu-se o mesmo procedimento realizado para as amostras anteriores. Os gráficos resultantes das deformações podem ser visualizados no Anexo III.

3.7.5 Experimento com fixadores de Bissulfeto de Molibdênio de 3/4" com lubrificação

Para estas amostras o lubrificante e o modo de aplicação foram os mesmos usados anteriormente e seguiu-se a mesma metodologia de limpeza e lixamento das superfícies após o torque cada amostra.



Figura 3.31: Aplicação de graxa nos estojos e porcas de MoS_2
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Após a aplicação do lubrificante os fixadores foram montados na célula de carga.



Figura 3.32: Montagem dos fixadores de MoS₂ de 3/4" com lubrificante na célula de carga (*Adaptado de Próprio autor; 2018*).

A estimativa do valor de torque destas amostras foi feita tomando-se como referência o valor de coeficiente de atrito obtido nas amostras de cádmio com lubrificante (0,047) imaginando que, por conta do revestimento de MoS₂ possuir melhores propriedades antiaderentes do que o cádmio, o coeficiente de atrito seria inferior. Logo, para a primeira amostra (ID 51) aplicou-se um valor de torque ligeiramente inferior ao menor valor do cádmio (em torno de 25 lbf.pé) para que fosse possível avaliar o comportamento do coeficiente de atrito e recalculá-lo conforme foi necessário fazê-lo. Este valor foi recalculado para um coeficiente de atrito em torno de 0,040 o qual, em conjunto com os valores de pré-carga alvo foram aplicados à Equação 2.4 resultando nos seguintes valores estimados de torque:

Tabela 3.7: Valores estimados de torque para fixadores de MoS₂ de 3/4" com lubrificação (*Adaptado* de Próprio autor; 2018).

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-584,37 μ strains	3197,37 Kgf	7049 lbf	31 Lbf.ft
33% σ_y	-986,40 μ strains	5328,80 Kgf	11748 lbf	52 Lbf.ft
67% σ_y	-1991,51 μ strains	10657,60 Kgf	23496 lbf	104 Lbf.ft
73% σ_y	-2171,61 μ strains	11612,41 Kgf	25601 lbf	114 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

Com os valores recalculados seguiu-se o mesmo procedimento realizado para as amostras anteriores. Os gráficos resultantes das deformações também podem ser visualizados no Anexo III.

3.7.6 Experimento com fixadores de 1.1/2"

Para o experimento com os fixadores de 1.1/2" a célula de carga foi fixada à bancada de testes na posição horizontal para que houvesse um ponto de reação para a ferramenta pneumática de torque.



Figura 3.33: Célula de Carga de 1.1/2" fixada à bancada (*Adaptado* de Próprio autor; 2018).

O torque desta vez foi medido com um transdutor de torque (mesmo modelo utilizado na calibração dos sensores de torque da célula) que foi acoplado ao eixo de saída da ferramenta pneumática. Este transdutor por sua vez enviava os dados de torque lidos a um software para registro permitindo então que fossem gerados gráficos da aplicação de torque de cada amostra.



Figura 3.34: Transdutor de torque e interface com mostrador digital
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

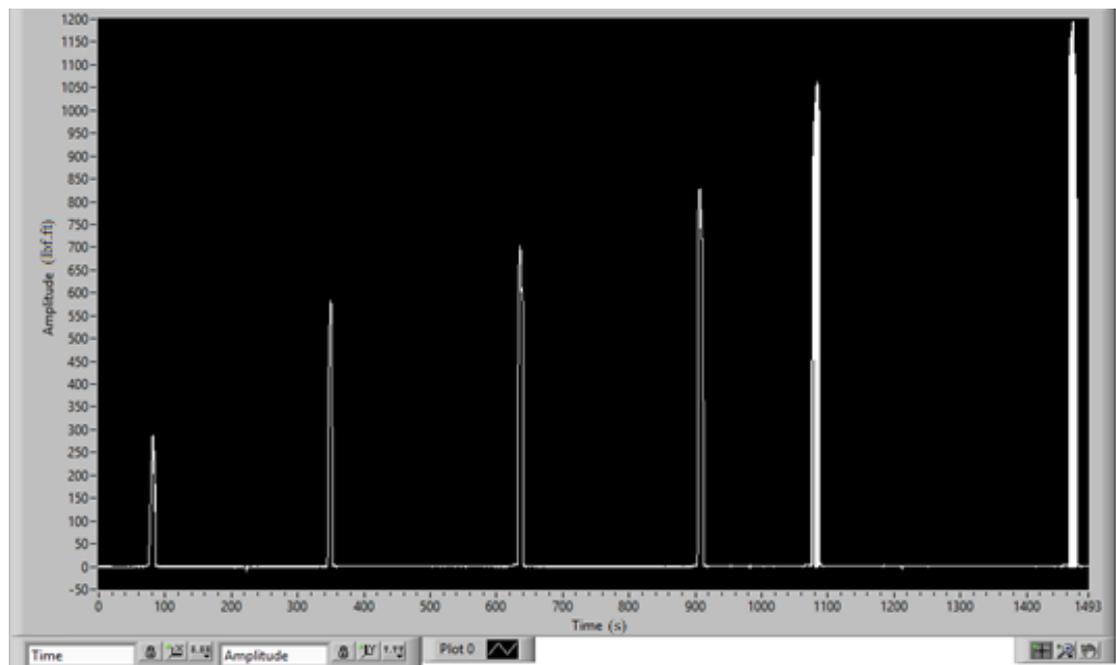


Figura 3.35: Tela do software de registro dos dados do transdutor de torque
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Para estes fixadores, optou-se por aplicar o torque ao fixador em 6 incrementos. Os valores aproximados de torque aplicados foram de:

- 30% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 20% da tensão de escoamento);
- 50% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 33% da tensão de escoamento);
- 60% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 40% da tensão de escoamento);
- 75% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 40% da tensão de escoamento);
- 100% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 67% da tensão de escoamento);
- Por fim 106% do torque final (equivalente a uma pré-carga de 73% da tensão de escoamento).

Para estimar estes valores de torque foram tomados como referência os resultados dos experimentos com os fixadores de 3/4". Os valores de coeficiente de atrito encontrados nos experimentos anteriores foram aplicados à Equação 2.4 para obter os valores de torque para cada condição experimental.

Antes de iniciar este experimento, o mesmo procedimento de preparação para os fixadores de 3/4" foi seguido ou seja, todos os estojos e porcas foram limpos com um pano limpo embebido em álcool isopropílico.

3.7.7 Experimento com fixadores de Cádmiu de 1.1/2" sem lubrificação

Os experimentos com os fixadores de 1.1/2" seguiram a mesma sequência dos experimentos dos fixadores de 3/4" iniciando pelo fixador de cádmio sem lubrificante (a seco). Os valores de torque a serem aplicados foram estimados levando em consideração o coeficiente de atrito médio encontrado nos experimentos dos fixadores de 3/4" de 0,2396 e aplicando-o à

Equação 2.4 em conjunto com os valores de pré-carga desejados obtendo-se os seguintes valores:

Tabela 3.8: Valores estimados de torque para fixadores de cádmio de 1.1/2" sem lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
		Kgf	lbf	
20% σ_y	-635,29 μ strains	14264	31446	1048 Lbf.ft
33% σ_y	-1067,09 μ strains	23773	52410	1747 Lbf.ft
40% σ_y	-1276,56 μ strains	28386	62580	2086 Lbf.ft
50% σ_y	-1598,81 μ strains	35482	78225	2607 Lbf.ft
67% σ_y	-2146,61 μ strains	47546	104821	3494 Lbf.ft
73% σ_y	-2339,96 μ strains	51804	114208	3807 Lbf.ft

Fonte: Próprio autor; 2018.

Com isto, foram aplicados os valores de torque nos incrementos citados acima até o 4º valor de torque (2607 lbf.pé) isto devido a limitações do compressor de ar utilizado durante o experimento pois o mesmo não era capaz de gerar vazão de ar suficiente para manter a pressão de suprimento de ar comprimido alta o suficiente para atingir os próximos valores de torque. Vale ressaltar que esta limitação afetou apenas as amostras de cádmio sem lubrificante.

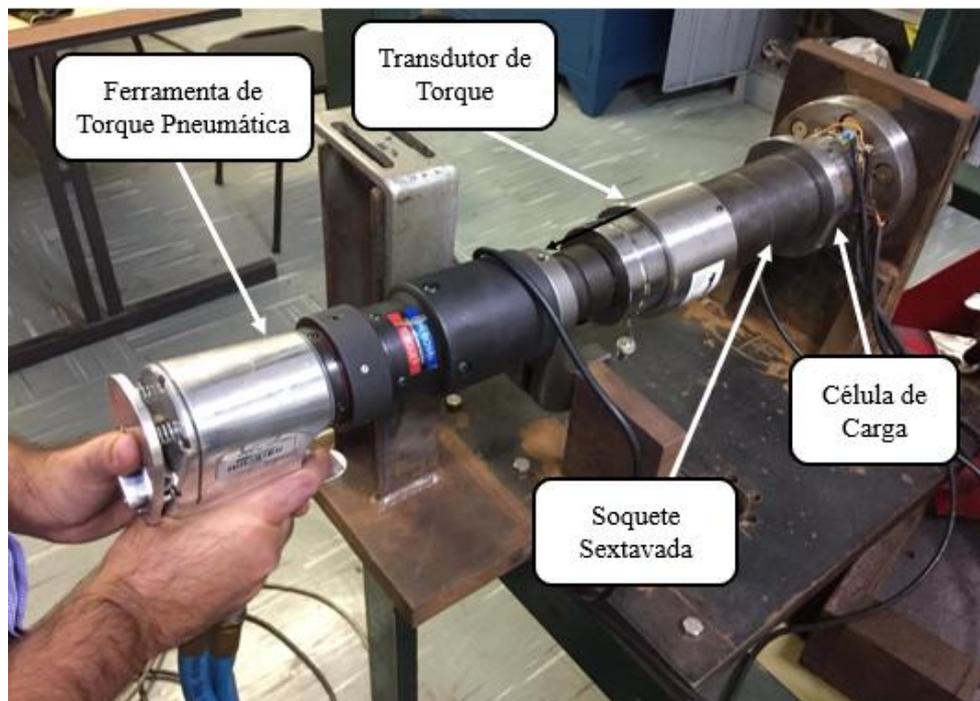


Figura 3.36: Setup experimental para aplicação do torque nos fixadores de 1.1/2"

(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Após a aplicação de cada valor de torque a ferramenta era desacoplada da porca para evitar que seu peso ou alguma força de reação residual pudesse influenciar nos valores de deformação lidos pelos extensômetros da célula. Aguardava-se então cerca de dois minutos para estabilização dos valores de deformação para se aplicar o valor de torque seguinte. Vale notar que este procedimento foi repetido em todos os ensaios das amostras de 1.1/2”.

Devido a um erro de configuração do software de leitura do transdutor de torque, o valor do primeiro incremento de torque (1048 lbf.pé) não foi registrado para os fixadores de cádmio sem lubrificante. Este problema foi corrigido para os demais experimentos. Portanto, foram registrados os valores de torque do 2º ao 4º incremento de torque.

Após finalizada a sequência de torque de cada amostra, a superfície da célula de carga sobre a qual a porca em que era aplicado o torque deslizou era lixada utilizando um disco de lixa acoplado à uma furadeira de mão para regularizar a superfície de contato retornando-a às suas características de acabamento superficial originais e tornando a superfície mais padronizada possível entre cada amostra testada.

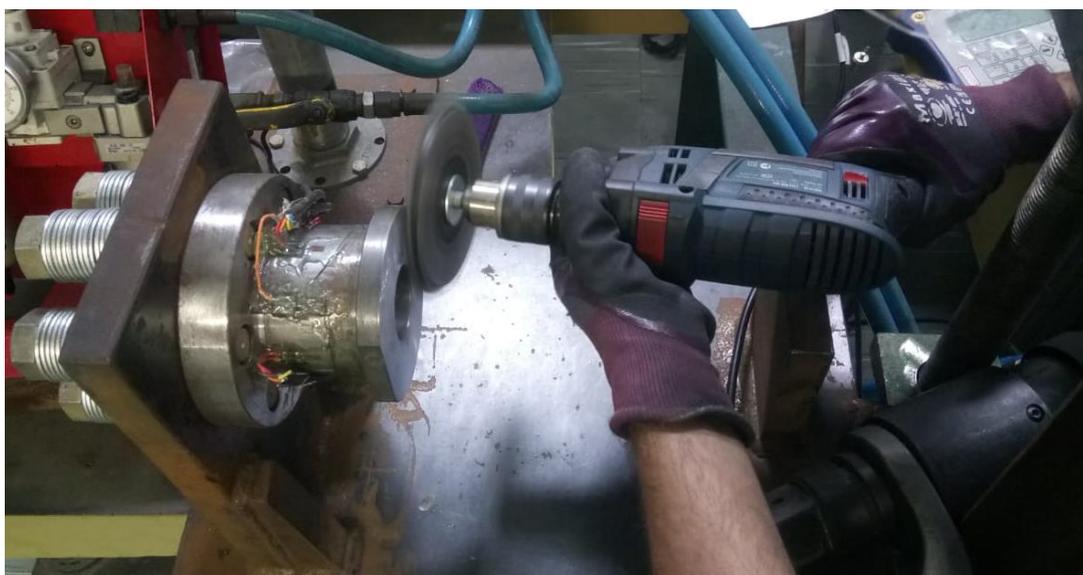


Figura 3.37: Lixamento da superfície da célula após o teste de cada amostra
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Este processo de preparação da superfície foi repetido para todas as amostras de fixadores de 1.1/2” em todas condições experimentais.

Os gráficos resultantes das leituras de deformações da célula e dos valores de torque podem ser visualizados no Anexo IV.

3.7.8 Experimento com fixadores de Bissulfeto de Molibdênio de 1.1/2" sem lubrificação

Em seguida foram ensaiados os fixadores de Bissulfeto de Molibdênio (MoS_2) seguindo a mesma ordem de ensaios dos fixadores de 3/4".

Os valores de torque a serem aplicados foram estimados levando em consideração o coeficiente de atrito médio encontrado anteriormente nos experimentos dos fixadores de 3/4" de 0,1296 e aplicando-o à Equação 2.4 em conjunto com os valores de pré-carga desejados para obter os seguintes valores:

Tabela 3.9: Valores estimados de torque para fixadores de MoS_2 de 1.1/2" sem lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-635,29 μ strains	14264 Kgf	31446 lbf	658 Lbf.pé
33% σ_y	-1067,09 μ strains	23773 Kgf	52410 lbf	1090 Lbf.pé
40% σ_y	-1276,56 μ strains	28386 Kgf	62580 lbf	1301 Lbf.pé
50% σ_y	-1598,81 μ strains	35482 Kgf	78225 lbf	1626 Lbf.pé
67% σ_y	-2146,61 μ strains	47546 Kgf	104821 lbf	2179 Lbf.pé
73% σ_y	-2339,96 μ strains	51804 Kgf	114208 lbf	2374 Lbf.pé

Fonte: Próprio autor; 2018.

Os valores de torque foram então aplicados e os gráficos resultantes das leituras de deformações da célula e dos valores de torque podem ser visualizados no Anexo IV.

3.7.9 Experimento com fixadores de Cádmio de 1.1/2" com lubrificação

Os próximos fixadores a serem ensaiados foram os de Cádmio com lubrificação. Para estas amostras utilizou-se um equipamento de medição de ultrassom para determinação de pré-carga por meio da medição do alongamento do fixador durante a aplicação do torque. O equipamento de ultrassom utilizado foi o modelo BoltScope Pro do fabricante Hydratight em conjunto com um transdutor de 1" de diâmetro e frequência de 5MHz do mesmo fabricante. Este equipamento foi calibrado de modo a fornecer um erro de leitura inferior a 0,00005".



Figura 3.38: Equipamento de ultrassom BoltScope Pro da Hydratight
(< <https://www.hydratight.com/en/products/bolt-load-monitoring/boltscope-pro> >.

Acesso em 16/06/2018)

Antes de iniciar a aplicação de torque, todos os estojos foram medidos com um paquímetro para determinar a medida relaxada aproximada que é um dado que deve ser inserido na memória do equipamento de ultrassom para ajustar e refinar o sinal de onda lido.

Tabela 3.10: Medições iniciais dos estojos de cádmio de 1.1/2" com lubrificação.

ID	Medida Inicial
31	7,246"
32	7,236"
33	7,246"
34	7,244"
35	7,244"

Fonte: Próprio autor; 2018.

Em seguida o equipamento foi aferido utilizando 2 padrões de comprimentos diferentes conhecidos fornecidos pelo próprio fabricante.



Figura 3.39: Aferição do equipamento de ultrassom
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Na sequência foi realizada a medição do comprimento relaxado de cada amostra utilizando o equipamento de ultrassom. O procedimento para esta medição foi realizado na seguinte sequência:

- Primeiro limpou-se a face plana da extremidade do estojo sem as marcações de lote e grau de resistência com pano limpo e álcool isopropílico
- Aplicou-se gel acoplante à esta face para permitir a transmissão da onda ultrassônica do transdutor para o estojo.
- Foi traçada uma linha de referência alinhada à marcação presente no transdutor. Isto é feito para que as medidas subsequentes ocorram sempre na mesma posição e não haja portanto, leituras de deformação imprecisas devido a sinais de onda refletidos em pontos divergentes.
- Por fim tomou-se a medida do estojo na condição relaxada, ou seja, sem nenhum carregamento de tensão. Estas medidas foram anotadas e também armazenadas automaticamente na memória do aparelho para cálculo posterior do alongamento.



Figura 3.40: Medição do estojo na condição relaxada
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

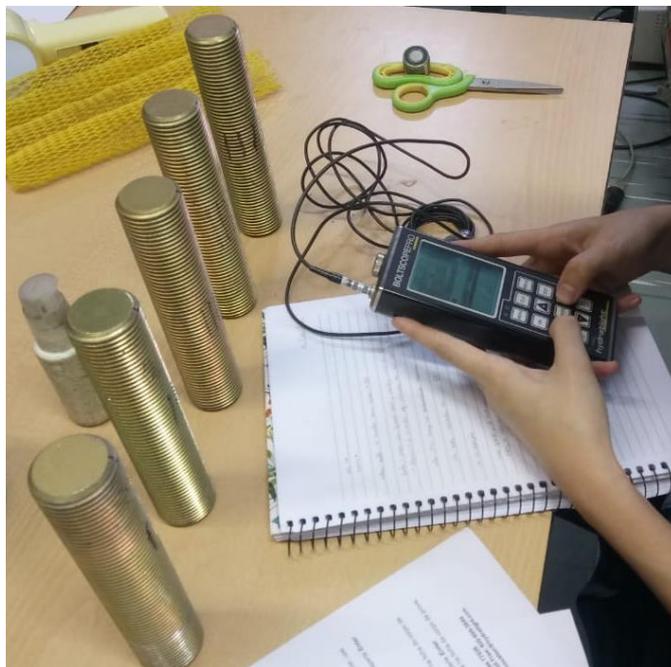


Figura 3.41: Anotação das medidas relaxadas de cada estojo
(Adaptado de Próprio autor; 2018).

Tabela 3.11: Medições iniciais dos estojos de cádmio de 1.1/2" com lubrificação.

ID	Medida Relaxada com Ultrassom
31	7,17221"
32	7,15753"
33	7,22153"
34	7,17447"
35	7,17138"

Fonte: Próprio autor; 2018.

Em seguida iniciou-se a preparação para a aplicação do torque nos fixadores. O lubrificante utilizado foi o mesmo dos experimentos dos fixadores de 3/4" (Graxa ThreeBond 19B-001) e foi aplicado com um novo pincel limpo. A aplicação foi realizada nas regiões onde ocorre o atrito nos fixadores ou seja, nas faces de contato das porcas com a célula de carga e nas roscas do estojo.

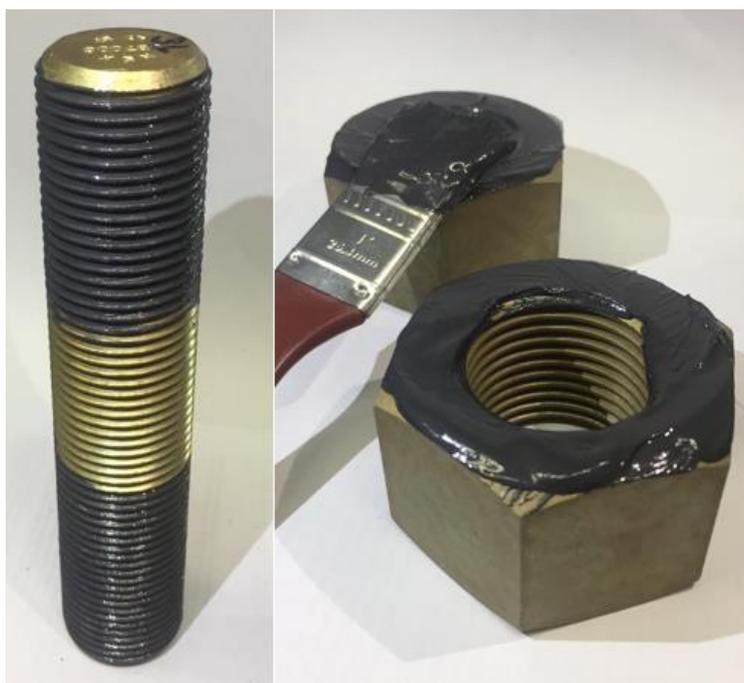


Figura 3.42: Aplicação de graxa nas faces das porcas em contato com a célula e nas roscas dos estojos (*Adaptado* de Próprio autor; 2018).

Para a estimativa dos valores de torque considerou-se novamente o coeficiente de atrito médio encontrado nos experimentos dos fixadores de 3/4" de 0,0453. Este valor foi aplicado à Equação 2.4 em conjunto com os valores de pré-carga almejados para obter os seguintes valores:

Tabela 3.12: Valores estimados de torque para fixadores de Cádmiu de 1.1/2" com lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-635,29 μ strains	14264 Kgf	31446 lbf	300 Lbf.pé
33% σ_y	-1067,09 μ strains	23773 Kgf	52410 lbf	510 Lbf.pé
40% σ_y	-1276,56 μ strains	28386 Kgf	62580 lbf	600 Lbf.pé
50% σ_y	-1598,81 μ strains	35482 Kgf	78225 lbf	770 Lbf.pé
67% σ_y	-2146,61 μ strains	47546 Kgf	104821 lbf	1000 Lbf.pé
73% σ_y	-2339,96 μ strains	51804 Kgf	114208 lbf	1100 Lbf.pé

Fonte: Próprio autor; 2018.

Foram então aplicados os valores de torque em etapas conforme tabela acima. Após a aplicação de cada valor de torque era lido o alongamento do estojo com o ultrassom. As medidas foram sempre tomadas na mesma posição marcada anteriormente (durante a medição relaxada) no estojo para evitar medições imprecisas. Todas as medidas foram anotadas e também automaticamente armazenadas na memória do aparelho.



Figura 3.43: Medição do alongamento do estojo com ultrassom entre cada aplicação de torque (*Adaptado de Próprio autor; 2018*).

Vale ressaltar que durante a medição do alongamento das amostras 34 e 35 foi cometido um erro. Inadvertidamente as medidas de alongamento da amostra 34 foram tomadas

com o aparelho configurado para medição da amostra 35, com isso a medição do alongamento foi feita tomando-se a medida relaxada da amostra incorreta, resultando em um valor de alongamento conseqüentemente incorreto. O mesmo erro foi cometido durante a medição do alongamento da amostra 35. A influência deste erro nos resultados experimentais será discutida no Capítulo 5 deste trabalho.

Ao finalizar a aplicação de torque de cada amostra, seguiu-se o mesmo procedimento de limpeza e preparação da superfície para uniformizá-la para o ensaio da próxima amostra. Além disso, ao desmontar o estojo da célula de carga foi feita uma segunda medição da condição relaxada do estojo com o objetivo de verificar se houve algum indício de deformação plástica do estojo.

Tabela 3.14: Resultados das medições pós-ensaio dos estojos de cádmio de 1.1/2" com lubrificação.

ID	Medida Inicial	Medida Pós-Ensaio	Diferença
31	7,17221	7,17247"	-0,00026"
32	7,15753	7,15751"	0,00002"
33	7,22153	7,22143"	0,00010"
34	7,17447	7,17306"	0,00141"
35	7,17138	7,16979"	0,00159"

Fonte: Próprio autor; 2018.

Os resultados expostos a seguir demonstram que não foi encontrado nenhum indício de deformação plástica, exceto para as amostras 34 e 35 (marcadas em vermelho). Estas amostras indicaram um valor de deformação residual acima do esperado, se comparado com as demais amostras. No entanto, isto não está relacionado à ocorrência de deformação plástica no estojo e sim ao erro cometido durante a medição destas amostras que foram trocadas entre si. Por este motivo, os valores destas amostras não serão considerados para análise.

Os registros gráficos resultantes das leituras de deformações da célula e dos valores de torque podem ser visualizados no Anexo IV. Os resultados das leituras de alongamento por ultrassom serão apresentados no próximo capítulo e serão comparados com os valores de deformação obtidos pela célula de carga.

3.7.10 Experimento com fixadores de MoS₂ de 1.1/2" com lubrificação

Para as amostras de bissulfeto de molibdênio com lubrificação foi utilizado o mesmo equipamento de medição de ultrassom para determinação de pré-carga por meio da medição do alongamento do fixador. Seguiu-se portanto, o mesmo procedimento experimental realizado para os fixadores de cádmio com lubrificação. Os resultados das medições iniciais na condição relaxada dos estojos com paquímetro e com ultrassom é mostrado a seguir.

Tabela 3.15: Medições iniciais dos estojos de MoS₂ de 1.1/2" com lubrificação.

ID	Medida Inicial
71	9,71"
72	9,709"
73	7,246"
74	7,244"
75	7,251"

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 3.16: Medições iniciais dos estojos de MoS₂ de 1.1/2" com lubrificação.

ID	Medida Relaxada com Ultrassom
71	9,61966"
72	9,61072"
73	7,16808"
74	7,16676"
75	7,17245"

Fonte: Próprio autor; 2018.

Em seguida iniciou-se a preparação para a aplicação do torque nos fixadores. Novamente, o lubrificante utilizado foi o mesmo dos experimentos anteriores (Graxa ThreeBond 19B-001) e foi aplicado com um novo pincel limpo. A aplicação foi realizada nas mesmas regiões já descritas anteriormente.



Figura 3.44: Estojo de MoS₂ lubrificado montado na célula de carga (*Adaptado de Próprio autor; 2018*).

Para a estimativa dos valores de torque considerou-se novamente o coeficiente de atrito médio encontrado nos experimentos dos fixadores de 3/4" de 0,0426. Este valor foi aplicado à Equação 2.4 em conjunto com os valores de pré-carga almejados para obter os seguintes valores:

Tabela 3.17: Valores estimados de torque para fixadores de MoS₂ de 1.1/2" com lubrificação.

% Escoamento	Deformações Estimadas	Pré-Carga		Torque Estimado
20% σ_y	-635,29 μ strains	14264 Kgf	31446 lbf	265 Lbf.pé
33% σ_y	-1067,09 μ strains	23773 Kgf	52410 lbf	445 Lbf.pé
40% σ_y	-1276,56 μ strains	28386 Kgf	62580 lbf	530 Lbf.pé
50% σ_y	-1598,81 μ strains	35482 Kgf	78225 lbf	660 Lbf.pé
67% σ_y	-2146,61 μ strains	47546 Kgf	104821 lbf	885 Lbf.pé
73% σ_y	-2339,96 μ strains	51804 Kgf	114208 lbf	965 Lbf.pé

Fonte: Próprio autor; 2018.

Foram então aplicados os valores de torque estimados acima. O procedimento de medição do alongamento com ultrassom foi executado da mesma forma que fora feito para os fixadores de cádmio e as medições foram anotadas e também automaticamente armazenadas na memória do aparelho.

Assim como foi feito para os fixadores de cádmio, ao finalizar a aplicação de torque de cada amostra, seguiu-se o mesmo procedimento de limpeza e preparação da superfície para uniformizá-la para o ensaio da próxima amostra. Também foi feita uma segunda medição da condição relaxada do estojo após desmontá-lo da célula para verificar se houve algum indício de deformação plástica do estojo. Os resultados expostos a seguir demonstram que não foi encontrado nenhum indício de deformação plástica.

Tabela 3.18: Resultados das medições pós-ensaio dos estojos de cádmio de 1.1/2" com lubrificação.

ID	Medida Inicial	Medida Pós-Ensaio	Diferença
71	9,61966	9,61944"	-0,00022"
72	9,61072	9,61057"	-0,00015"
73	7,16808	7,16819"	0,00011"
74	7,16676	7,16675"	-0,00001"
75	7,17245	7,17223"	-0,00022"

Fonte: Próprio autor; 2018.

Os registros gráficos resultantes das leituras de deformações da célula e dos valores de torque podem ser visualizados no Anexo IV. Os resultados das leituras de alongamento por ultrassom serão apresentados no próximo capítulo e serão comparados com os valores de deformação obtidos pela célula de carga.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos experimentos relatados no capítulo anterior.

Os resultados serão apresentados na forma de coeficiente de atrito calculado com base nos dados de pré-carga gerados pelas leituras de deformação das células de carga e nos valores de torque aplicados lidos pelos transdutores de torque. Estes dados coletados foram inseridos em três equações para calcular o Coeficiente de Atrito de Motosh (Equação 2.4), Coeficiente de Atrito da API (Equação 2.3) e Fator Porca (K) pela Equação 2.1.

Para auxiliar o cálculo do coeficiente de atrito de acordo com estas equações, foi desenvolvida uma memória de cálculo, utilizando o programa de matemática computacional Mathcad.

4.1 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS DOS FIXADORES DE 3/4"

Os resultados dos experimentos com os fixadores de 3/4" serão apresentados a seguir em formato de tabelas na mesma ordem em que foram executados os experimentos. Cada coluna apresenta o seguinte dado para cada amostra experimental:

- Coluna Torque: apresenta os valores de torque aplicados ao fixador em lbf.pé;
- Colunas Pré-Carga: apresentam os valores de pré-carga lidos pela célula de carga ao aplicar torque ao fixador em Kgf e lbf;
- Coluna μ_{tot} – Motosh: apresenta os resultados de coeficiente de atrito calculados pela Equação de Motosh (Equação 2.4);
- Coluna f – API: apresenta os resultados de coeficiente de atrito calculados pela Equação da API 6A (2010) - Equação 2.3;
- Coluna K – Fator Porca: apresenta os resultados de coeficiente de atrito calculados pela Equação de Fator Porca (Equação 2.1);

Tabela 4.1: Resultados dos experimentos com estojos de Cádmiu de 3/4" sem lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	μ_{tot} - Motosh	f - API	K - Fator Porca
ID21	87,2	1811	3992	0,28	0,26	0,35
	140,2	2949	6502	0,28	0,26	0,35
	281,0	5559	12255	0,30	0,28	0,37
	313,0	6215	13702	0,30	0,28	0,37
ID22	89,2	2297	5063	0,23	0,21	0,28
	146,8	3719	8199	0,23	0,21	0,29
	288,0	7707	16991	0,22	0,20	0,27
	318,0	8039	17723	0,23	0,21	0,29
ID23	85,6	2068	4558	0,24	0,22	0,30
	149,0	3397	7490	0,26	0,24	0,32
	294,0	7187	15844	0,24	0,22	0,30
	313,0	7986	17605	0,23	0,21	0,28
ID24	85,2	2319	5111	0,21	0,20	0,27
	151,2	3830	8444	0,23	0,21	0,29
	280,0	6948	15319	0,23	0,22	0,29
	299,0	7446	16416	0,23	0,22	0,29
ID25	87,4	1704	3756	0,30	0,28	0,37
	149,2	3047	6718	0,29	0,27	0,36
	275	6610	14573	0,24	0,23	0,30
	307	7274	16037	0,25	0,23	0,31

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.2: Resultados dos experimentos com estojos de MoS₂ de 3/4" sem lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [kgf]	Pré-Carga [lbf]	μ_{tot} - Motosh	f - API	K - Fator Porca
ID61	80,9	3220	7098	0,14	0,13	0,18
	134,2	5542	12219	0,13	0,12	0,18
	265,0	12540	27645	0,11	0,11	0,15
	287,0	14026	30921	0,11	0,10	0,15
ID62	82,70	3018	6654	0,15	0,14	0,20
	135,00	5130	11310	0,15	0,14	0,19
	222,00	11795	26004	0,10	0,09	0,14
	292,00	13817	30461	0,11	0,11	0,15
ID63	81,80	2896	6384	0,16	0,15	0,20
	134,10	5237	11546	0,14	0,13	0,19
	269,00	13937	30725	0,10	0,10	0,14
	296,00	15567	34318	0,10	0,09	0,14
ID64	80,2	3075	6780	0,15	0,14	0,19
	139,4	5887	12979	0,13	0,12	0,17
	271,0	13875	30588	0,10	0,10	0,14
	292,0	15348	33838	0,10	0,09	0,14
ID65	80,9	2681	5910	0,17	0,16	0,22
	133,8	4778	10533	0,16	0,15	0,20
	270,0	11485	25319	0,13	0,12	0,17
	294,0	12533	27631	0,13	0,12	0,17

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.3: Resultados dos experimentos com estojos de Cádmiu de 3/4" com lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	μ_{tot} - Motosh	f - API	K - Fator Porca
ID11	83,6	7687	16947	0,05	0,05	0,08
	130,4	11914	26266	0,05	0,05	0,08
	188,0	16539	36462			
ID12	35,2	3682	8117	0,04	0,04	0,07
	60,2	6865	15135	0,04	0,03	0,06
	119,9	11389	25108	0,05	0,04	0,08
	132,3	12187	26868	0,05	0,05	0,08
ID13	35,0	4009	8838	0,04	0,03	0,06
	60,0	6599	14548	0,04	0,04	0,07
	120,3	11959	26365	0,04	0,04	0,07
	132,1	12798	28215	0,05	0,04	0,07
ID14	35,0	3916	8633	0,04	0,04	0,06
	60,3	6828	15053	0,04	0,03	0,06
	121,3	11580	25529	0,05	0,04	0,08
	133,1	13013	28689	0,05	0,04	0,07
ID15	35,3	3825	8433	0,04	0,04	0,07
	60,1	6110	13470	0,04	0,04	0,07
	122,0	10852	23925	0,05	0,05	0,08
	132,4	11761	25929	0,05	0,05	0,08

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.4: Resultados dos experimentos com estojos de MoS₂ de 3/4" com lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	μ_{tot} - Motosh	f - API	K - Fator Porca
ID51	31,0	3050	6724	0,05	0,04	0,07
	52,4	5521	12172	0,04	0,04	0,07
	104,5	10807	23824	0,04	0,04	0,07
	114,4	11673	25735	0,04	0,04	0,07
ID52	31,5	3407	7512	0,04	0,04	0,07
	53,5	5660	12477	0,04	0,04	0,07
	104,1	10164	22408	0,05	0,04	0,07
	114,5	11085	24439	0,05	0,04	0,07
ID53	31,1	3430	7563	0,04	0,04	0,07
	52,1	5898	13002	0,04	0,03	0,06
	104,2	10415	22960	0,04	0,04	0,07
	114,3	11195	24680	0,05	0,04	0,07
ID54	31,7	3248	7162	0,04	0,04	0,07
	52,8	5737	12648	0,04	0,04	0,07
	104,6	11471	25289	0,04	0,04	0,07
	114,2	12476	27505	0,04	0,04	0,07
ID55	32,7	3452	7610	0,04	0,04	0,07
	52,8	5358	11813	0,04	0,04	0,07
	104,5	10370	22862	0,04	0,04	0,07
	120,3	11573	25513	0,05	0,04	0,08

Fonte: Próprio autor; 2018.

Vale ressaltar que os valores marcados em vermelho nestas tabelas são referentes às faixas de pré-carga alvo de 10.657 Kgf a 11.612 Kgf equivalentes a 67% e 73% da tensão de escoamento do material do fixador que representam o valor de torque final a ser aplicado aos fixadores de um flange API. No caso dos fixadores da série 20 (Cádmio sem lubrificação) não foi possível atingir o valor de pré-carga alvo devido à limitação de força física para aplicação do torque sendo atingidos valores máximos de pré-carga em torno de 7500 Kgf, equivalente a aproximadamente 50% da tensão de escoamento do fixador.

Os valores da 3ª aplicação de torque da amostra ID11 foram descartados pois o coeficiente de atrito para esta aplicação inicial de torque foi superestimado, levando a aplicar um valor de torque de 188 lbf.pé que levou o material do estojo a ultrapassar seu limite de escoamento.

4.2 RESULTADOS DOS EXPERIMENTOS DOS FIXADORES DE 1.1/2"

Os resultados dos experimentos dos fixadores de 1.1/2" serão apresentados a seguir em formato de tabelas na mesma ordem em que foram executados os experimentos.

Para as amostras das séries 30 (Cádmio com lubrificação) e 70 (MoS₂ com lubrificação) além dos resultados obtidos para os fixadores de 3/4" foram adicionadas três colunas às Tabelas 4.7 e 4.8 respectivamente, relativas aos testes com ultrassom:

- Coluna Ultrassom: apresenta os valores de alongamento lidos pelo ultrassom em polegadas;
- Coluna Pré-Carga US: contém os valores de pré-carga em Kgf calculados a partir dos dados de alongamento obtidos pelo ultrassom;
- Coluna \neq US x SG: apresenta a diferença entre os valores de pré-carga lidos pelos extensômetros (*Strain Gauges*) da célula de carga e pelo ultrassom.

Tabela 4.5: Resultados dos experimentos com estojos de Cádmiu de 1.1/2" sem lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	μ_{tot} - Motosh	f - API	K - Fator Porca
ID41	1595,1	21927	48341	0,21	0,21	0,26
	1914,5	25637	56521	0,22	0,21	0,27
	2022,3	27038	59608	0,22	0,21	0,27
	2308,1	30304	66809	0,22	0,22	0,28
	2415,5	31266	68930	0,23	0,22	0,28
	2630,0	33645	74174	0,23	0,22	0,28
ID42	1461,9	18100	39904	0,24	0,23	0,29
	1651,3	20432	45045	0,24	0,23	0,29
	1840,8	22524	49658	0,24	0,23	0,30
	1897,5	23363	51507	0,24	0,23	0,29
	2291,6	27466	60552	0,25	0,24	0,30
	2505,7	29966	66063	0,25	0,24	0,30
ID43	1675,7	28539	62917	0,17	0,17	0,21
	1846,6	31593	69651	0,17	0,16	0,21
	2053,5	35050	77273	0,17	0,17	0,21
	2224,3	37781	83293	0,17	0,17	0,21
	2443,8	41344	91149	0,17	0,17	0,21
ID44	1739,7	21890	48259	0,23	0,23	0,29
	1893,2	23958	52818	0,23	0,23	0,29
	2064,0	26074	57484	0,23	0,23	0,29
	2454,0	30115	66393	0,24	0,23	0,30
	2590,9	31712	69913	0,24	0,23	0,30
ID45	1890,2	22943	50580	0,24	0,24	0,30
	2031,4	24502	54017	0,24	0,24	0,30
	2261,6	27138	59829	0,24	0,24	0,30
	2472,5	29479	64990	0,25	0,24	0,30

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.6: Resultados dos experimentos com estojos de MoS₂ de 1.1/2" sem lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	μ_{tot} - Motosh	f - API	K - Fator Porca
ID81	623	14898	32845	0,12	0,11	0,15
	1117	34945	77040	0,09	0,09	0,12
	1383	43908	96800	0,09	0,08	0,11
	1674	52562	115880	0,09	0,08	0,12
	2043	66055	145627	0,08	0,08	0,11
	2216	70907	156322	0,08	0,08	0,11
	2343	72889	160692	0,09	0,09	0,12
ID82	698	18305	40355	0,11	0,10	0,14
	1163	33104	72981	0,10	0,09	0,13
	1380	40624	89561	0,09	0,09	0,12
	1713	53175	117230	0,09	0,09	0,12
	2163	71380	157366	0,08	0,08	0,11
	2289	73862	162838	0,08	0,08	0,11
ID83	654,2	23643	52124	0,07	0,07	0,10
	1110,2	40331	88915	0,07	0,07	0,10
	1380,8	50827	112054	0,07	0,07	0,10
	1660,9	62199	137126	0,07	0,07	0,10
	2084,8	77005	169766	0,07	0,07	0,10
ID84	712,2	22212	48968	0,09	0,09	0,12
	1078,7	33692	74277	0,09	0,09	0,12
	1361,3	42249	93144	0,09	0,09	0,12
	1693,1	51939	114506	0,09	0,09	0,12
	2133,0	65628	144685	0,09	0,09	0,12
ID85	723,9	23566	51954	0,08	0,08	0,11
	1151,1	38297	84429	0,08	0,08	0,11
	1419,9	46546	102616	0,08	0,08	0,11
	1648,0	53489	117924	0,08	0,08	0,11
	2374,8	69072	152278	0,09	0,09	0,12

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.7: Resultados dos experimentos com estojos de Cádmiio de 1.1/2" com lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	Ultrassom [pol]	Pré-Carga US [Kgf]	μtot - Motosh	f - API	K - Fator Porca	≠ US x SG
ID31	286,5	13641	30073	0,00305	11686	0,05	0,05	0,08	14%
	581,6	27937	61591	0,00620	23755	0,05	0,05	0,08	15%
	703,4	35139	77467	0,00767	29387	0,05	0,05	0,07	16%
	826,3	42064	92736	0,00929	35594	0,05	0,05	0,07	15%
	1063,5	54370	119866	0,01236	47356	0,05	0,05	0,07	13%
	1195,9	61345	135242	0,01407	53908	0,05	0,05	0,07	12%
ID32	287,9	13804	30432	0,00340	13027	0,05	0,05	0,08	6%
	571,5	28783	63456	0,00691	26475	0,05	0,05	0,07	8%
	665,1	33683	74258	0,00797	30536	0,05	0,05	0,07	9%
	830,4	41994	92581	0,00981	37586	0,05	0,05	0,07	10%
	1083,0	55577	122527	0,01323	50690	0,05	0,05	0,07	9%
	1153,2	58226	128367	0,01376	52720	0,05	0,05	0,07	9%
ID33	300,8	12989	28635	0,00177	6782	0,06	0,06	0,08	48%
	575,4	25409	56018	0,00523	20038	0,06	0,06	0,08	21%
	676,4	30441	67111	0,00709	27165	0,06	0,06	0,08	11%
	768,2	34421	75884	0,00859	32912	0,06	0,06	0,08	4%
	1030,1	51840	114288	0,01291	49464	0,05	0,05	0,07	5%
	1168,5	58629	129256	0,01349	51686	0,05	0,05	0,07	12%
ID34	299,3	14856	32752	0,00085	3257	0,05	0,05	0,07	78%
	578,6	28869	63645	0,00404	15479	0,05	0,05	0,07	46%
	669,9	33416	73671	0,00507	19425	0,05	0,05	0,07	42%
	831,2	41754	92052	0,00691	26475	0,05	0,05	0,07	37%
	1049,6	52692	116166	0,00966	37012	0,05	0,05	0,07	30%
	1162,8	57929	127712	0,01046	40077	0,05	0,05	0,07	31%
ID35	315,1	13412	29568	0,00568	21763	0,06	0,06	0,09	-62%
	579,2	28025	61785	0,00875	33525	0,05	0,05	0,07	-20%
	681,5	33022	72802	0,00988	37855	0,05	0,05	0,07	-15%
	837,2	40891	90148	0,01170	44828	0,05	0,05	0,07	-10%
	1054,3	52311	115327	0,01447	55441	0,05	0,05	0,07	-6%
	1147,6	55828	123080	0,01569	60115	0,05	0,05	0,07	-8%

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.8: Resultados dos experimentos com estojos de MoS₂ de 1.1/2" com lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Pré-Carga [lbf]	Ultrassom [pol]	Pré-Carga US [Kgf]	μtot - Motosh	f - API	K - Fator Porca	≠ US x SG
ID71	261,1	13069	28811	0,00335	12835	0,05	0,05	0,07	2%
	446,9	23872	52629	0,00598	22912	0,05	0,05	0,07	4%
	582,2	32824	72365	0,00807	30920	0,04	0,04	0,06	6%
	715,3	41435	91348	0,01025	39272	0,04	0,04	0,06	5%
	942,0	57121	125930	0,01431	54828	0,04	0,04	0,06	4%
ID72	265,7	12745	28098	0,00345	13218	0,05	0,05	0,08	-4%
	466,5	25623	56489	0,00668	25594	0,04	0,04	0,07	0%
	570,6	31906	70340	0,00822	31494	0,04	0,04	0,06	1%
	730,3	42650	94028	0,01060	40613	0,04	0,04	0,06	5%
ID73	919,1	54102	119274	0,01355	51916	0,04	0,04	0,06	4%
	275,6	16276	35882	0,00433	16590	0,04	0,04	0,06	-2%
	443,4	28972	63873	0,00717	27471	0,04	0,04	0,06	5%
	561,4	35986	79336	0,00898	34406	0,04	0,04	0,06	4%
	716,9	49415	108942	0,01214	46514	0,03	0,03	0,05	6%
ID74	922,0	63721	140480	0,01579	60498	0,03	0,03	0,05	5%
	248,6	13265	29243	0,00339	12989	0,05	0,05	0,07	2%
	436,6	24099	53129	0,00578	22146	0,04	0,04	0,07	8%
	570,3	32566	71797	0,00739	28314	0,04	0,04	0,06	13%
	701,4	40596	89498	0,00959	36743	0,04	0,04	0,06	9%
ID75	938,9	54972	121191	0,01304	49962	0,04	0,04	0,06	9%
	244,0	14141	31175	0,00336	12874	0,04	0,04	0,06	9%
	494,5	31472	69384	0,00747	28621	0,04	0,04	0,06	9%
	588,2	37687	83084	0,00879	33678	0,04	0,04	0,06	11%
	702,3	45156	99553	0,01071	41035	0,04	0,04	0,06	9%
918,4	59226	130571	0,01407	53908	0,04	0,04	0,06	9%	

Fonte: Próprio autor; 2018.

4.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÕES

Ao analisar as tabelas expostas anteriormente é possível notar que praticamente todos os fixadores ensaiados apresentam diferenças entre os valores de coeficiente de atrito entre os valores de torque iniciais e entre os valores de torque finais marcados em vermelho nas tabelas (valores de torque aplicados para se atingir a pré-carga alvo equivalente a 67-73% da tensão de escoamento do fixador).

Por exemplo, os fixadores com revestimento de Cádmio sem lubrificação de 1.1/2" (IDs 41 a 45) e de 3/4" (IDs 21 a 25) apresentaram em sua grande maioria tendência de aumento do coeficiente de atrito conforme o valor de torque aplicado aumentava. Os fixadores de 1.1/2" apresentaram aumento médio de 3%, e os fixadores de 3/4" em média 6%.

Esta tendência de aumento é condizente com os resultados encontrados por Cooper & Heartwell (2011) que encontraram um aumento de 2,2% e também para um dos revestimentos de Zinco estudados por Muniz (2007) que apresentou aumento de 10%.

Quando os fixadores com revestimento de Cádmio receberam graxa os resultados das Tabelas 4.3 e 4.7 mostram que houve tendência de aumento médio de 21% no coeficiente de atrito com o aumento da pré-carga para todos os fixadores de 3/4" (IDs 11 a 15) e de redução de 3% em média, para todos os fixadores de 1.1/2" (IDs 31 a 35).

Os fixadores com revestimento de Bissulfeto de Molibdênio sem lubrificação apresentaram tendência de queda do coeficiente de atrito tanto para as amostras de 3/4" (IDs 61 a 65) quanto para as amostras de 1.1/2" (IDs 81 a 85), tendo apresentado redução média de 25% e 2% respectivamente.

Quando os fixadores com este mesmo revestimento receberam graxa, os resultados das Tabelas 4.4 e 4.8 mostram que houve tendência de aumento médio de 14% no coeficiente de atrito com o aumento da pré-carga para os fixadores de 3/4" (IDs 51 a 55) e de redução de 17% em média, para todos os fixadores de 1.1/2" (IDs 71 a 75). Comportamento semelhante foi observado nos fixadores de Cádmio com graxa.

Diante do exposto, é necessário aprofundar a análise focando-a apenas nos valores de coeficiente de atrito das faixas de torque mais próximas à pré-carga alvo (67% a 73% da tensão de escoamento do fixador) já que este é o valor do coeficiente de atrito de interesse para a determinação do torque final a ser aplicado ao fixador que irá garantir a montagem eficaz do flange.

Portanto, a seguir serão expostos gráficos para ilustração e análise dos valores de coeficiente de atrito para cada condição experimental considerando apenas os valores marcados em vermelho nas Tabelas 4.1 a 4.8. Estes valores serão então comparados a resultados encontrados na literatura.

Os resultados dos experimentos dos fixadores de 3/4" e 1.1/2" são analisados a seguir por meio da elaboração de gráficos de barras. São apresentados dois gráficos para cada método de cálculo do coeficiente de atrito (Motosh, API e Fator Porca) contendo todas as quatro condições de ensaio (Cádmio sem lubrificação, cádmio com lubrificação, MoS₂ sem lubrificação e MoS₂ com lubrificação) para cada diâmetro nominal de fixador.

4.3.1 Gráficos dos Resultados para o coeficiente de atrito de Motosh (μ_{tot})

Para o coeficiente de atrito calculado pela Equação de Motosh para os fixadores de 3/4" foi gerado o seguinte gráfico considerando os valores de torque e pré-carga marcados em vermelho das tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4:

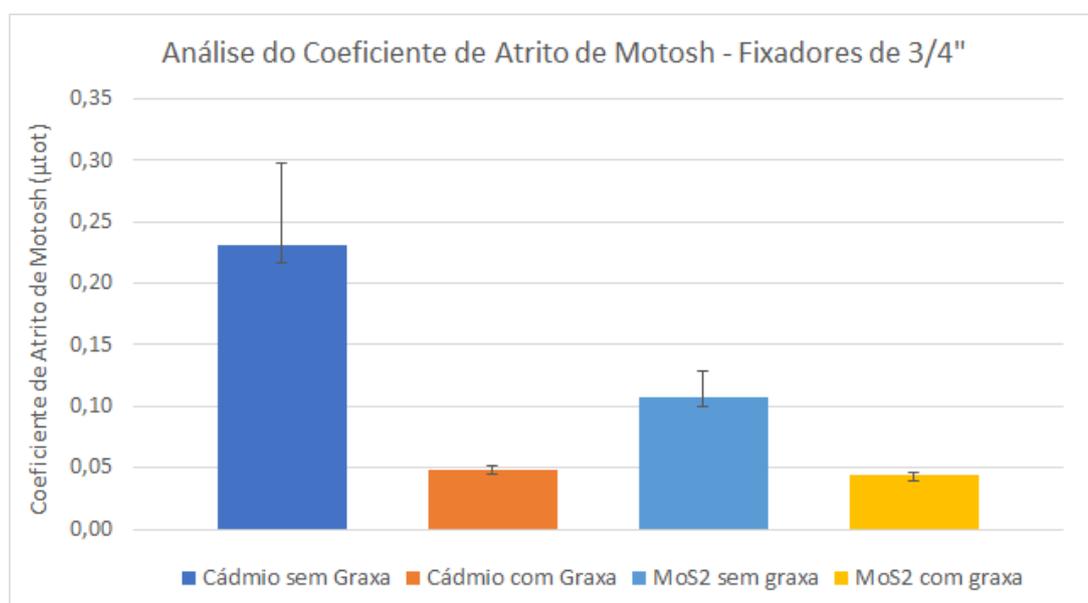


Figura 4.1: Resultados de coeficiente de atrito de Motosh para fixadores de 3/4"

As barras de erro do gráfico acima mostram os valores máximos e mínimos de coeficiente de atrito para cada condição experimental e a altura das colunas representa o valor médio do coeficiente de atrito. A tabela a seguir apresenta estes valores em conjunto com o cálculo do desvio padrão dos resultados dos testes com as amostras de fixadores.

Tabela 4.9: Valores médios, mínimos, máximos e desvio padrão dos coeficientes de atrito de Motosh dos fixadores de 3/4".

	Revestimento de Cádmio			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,22	0,23	0,30	0,029
Com graxa	0,04	0,05	0,05	0,003
	Revestimento de MoS2			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,10	0,11	0,13	0,011
Com graxa	0,04	0,04	0,05	0,003

Fonte: Próprio autor; 2018.

Para o coeficiente de atrito calculado pela Equação de Motosh para os fixadores de 1.1/2" foi gerado o seguinte gráfico abrangendo os valores de torque e pré-carga marcados em vermelho das tabelas 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8:

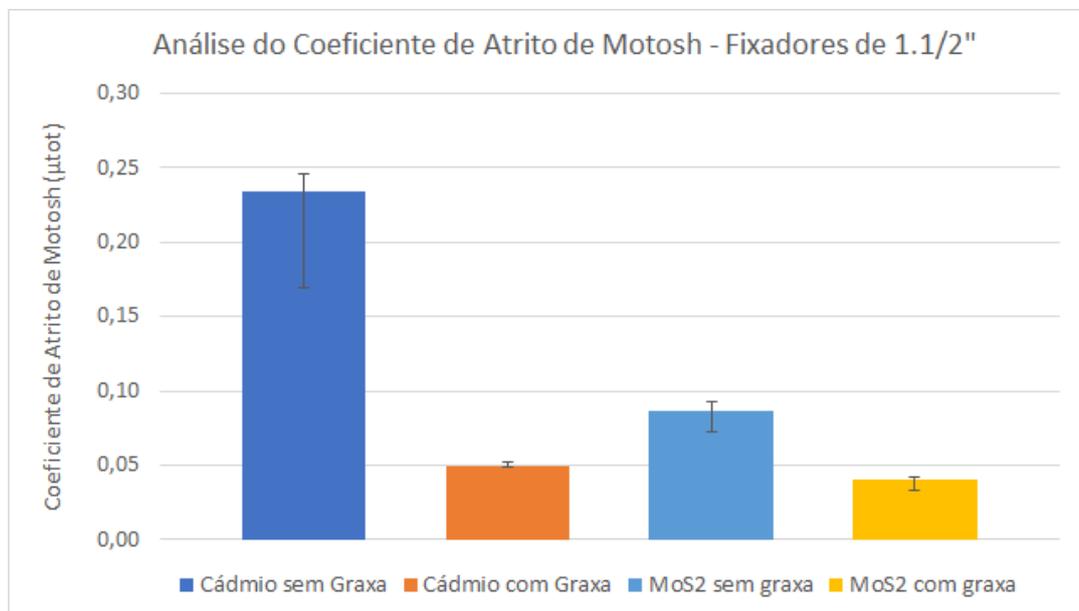


Figura 4.2: Gráfico dos resultados de coeficiente de atrito de Motosh para fixadores de 1.1/2".

Tabela 4.10: Valores médios, mínimos, máximos e desvio padrão dos coeficientes de atrito de Motosh dos fixadores de 1.1/2".

	Revestimento de Cádmio			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,17	0,23	0,25	0,037
Com graxa	0,05	0,05	0,05	0,001
	Revestimento de MoS2			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,07	0,09	0,09	0,007
Com graxa	0,03	0,04	0,04	0,003

Fonte: Próprio autor; 2018.

Analisando os valores do coeficiente de atrito de Motosh encontrados para os fixadores de 3/4" e 1.1/2" é possível observar que:

- O diâmetro do fixador não parece exercer grande influência sobre o valor do coeficiente de atrito, tendo em vista que os valores se mantiveram muito próximos para ambos os diâmetros pesquisados. A única exceção foi o fixador

com revestimento de MoS₂ que apresentou diferença de 24,3% entre os valores de coeficiente de atrito para os diferentes diâmetros;

- A aplicação de graxa proporcionou uma significativa redução no coeficiente de atrito de aproximadamente 80% para os fixadores com revestimento de cádmio e entre os fixadores com revestimento de MoS₂ a redução foi de 58-53%. Croccolo et. al. (2017) e Cooper & Heartwell (2011) também apresentaram esta redução em seus trabalhos, porém em menor magnitude: 32% e 26,4% respectivamente.
- Além da redução do coeficiente de atrito em si, a graxa também contribuiu para a redução da dispersão destes valores entre cada amostra reduzindo o desvio padrão dos valores de coeficiente de atrito em 98-91% para os fixadores com revestimento de cádmio e 74-48% para os fixadores com revestimento de MoS₂. Estes comportamentos são condizentes com os resultados observados por Croccolo et. al. (2017) que também encontrou uma significativa redução na dispersão dos valores de coeficiente de atrito para fixadores com revestimento de zinco com aplicação de graxa Interflon HT 1200 conforme pode ser observado na figura 2.4.
- Neste trabalho foi encontrado um coeficiente de atrito de Motosh (μ_{tot}) médio de 0,23 para a condição de revestimento de Cádmio sem lubrificação e 0,05 para o mesmo revestimento com graxa a base de MoS₂. Comparando estes valores com o coeficiente de atrito encontrado por Croccolo et. al. (2017) para a condição de revestimento de Zinco sem lubrificação: 0,144; e para a condição de mesmo revestimento com graxa HT 1200: 0,097. Tais resultados demonstram que o revestimento de Cádmio avaliado neste trabalho oferece maior resistência ao atrito em condições secas (sem lubrificação) em comparação com o revestimento de Zinco e também que a graxa utilizada neste trabalho possui melhores propriedades lubrificantes que a graxa HT 1200 utilizada por Croccolo et. al. (2017).

Para a análise dos coeficientes de atrito pela Equação da API e de Fator Porca os comportamentos entre as amostras e condições são similares ao que foi apresentado acima, tendo em vista que há a mesma proporcionalidade entre torque e pré-carga dentre as equações.

Portanto, serão apresentados a seguir os valores calculados por estas fórmulas comparando-os com os resultados de outros estudos (quando for aplicável).

4.3.2 Gráficos dos Resultados para o coeficiente de atrito da API (f)

Para o coeficiente de atrito calculado pela Equação da API para os fixadores de 3/4" foi gerado o seguinte gráfico considerando os valores de torque e pré-carga marcados em vermelho das Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4:

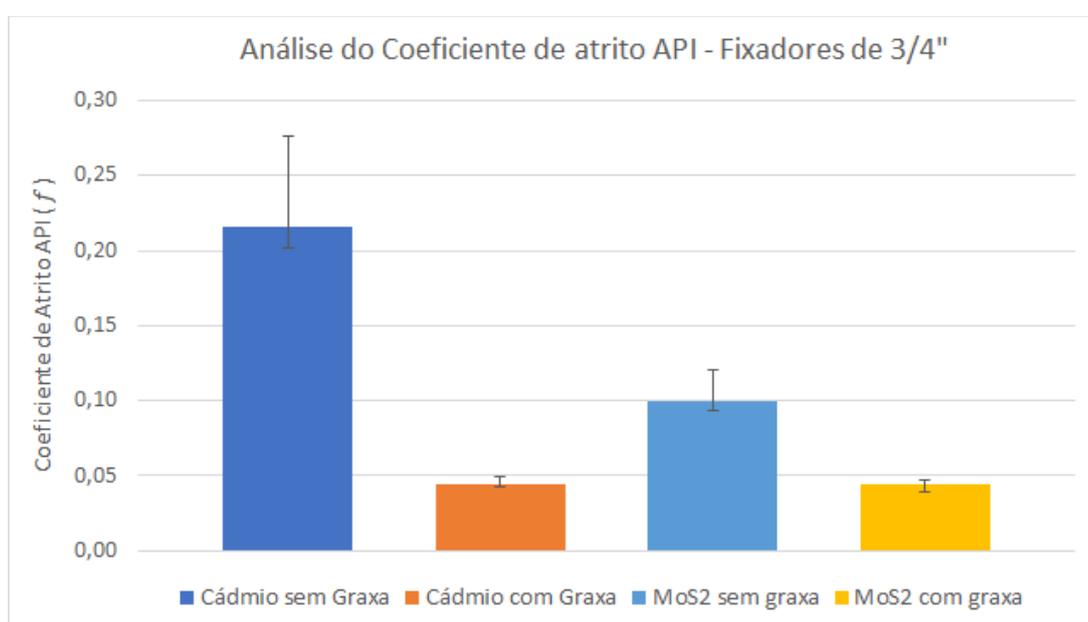


Figura 4.3: Resultados de coeficiente de atrito da API para fixadores de 3/4”

Tabela 4.11: Valores médios, mínimos, máximos e desvio padrão dos coeficientes de atrito da API dos fixadores de 3/4”.

	Revestimento de Cádmió			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,20	0,22	0,28	0,027
Com graxa	0,04	0,04	0,05	0,003
	Revestimento de MoS2			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,09	0,10	0,12	0,010
Com graxa	0,04	0,04	0,04	0,003

Fonte: Próprio autor; 2018.

Para o coeficiente de atrito calculado pela Equação da API para os fixadores de 1.1/2" foi gerado o seguinte gráfico abrangendo os valores de torque e pré-carga marcados em vermelho das Tabelas 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8:

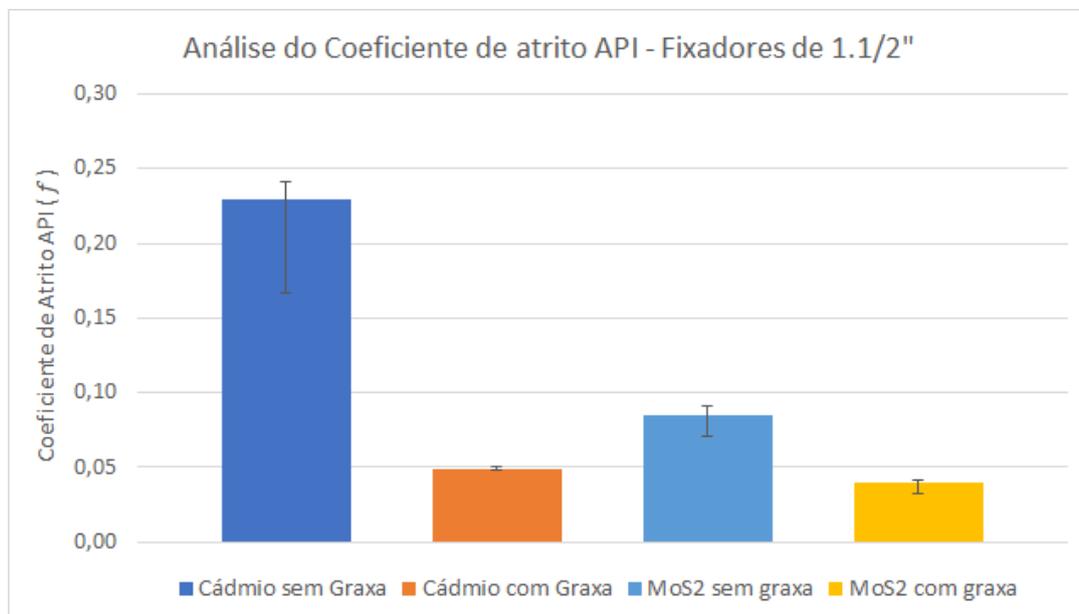


Figura 4.4: Resultados de coeficiente de atrito da API para fixadores de 1.1/2"

Tabela 4.12: Valores médios, mínimos, máximos e desvio padrão dos coeficientes de atrito da API dos fixadores de 1.1/2"

	Revestimento de Cádmio			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,17	0,23	0,24	0,036
Com graxa	0,05	0,05	0,05	0,001
	Revestimento de MoS2			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,07	0,08	0,09	0,007
Com graxa	0,03	0,04	0,04	0,003

Fonte: Próprio autor; 2018.

Ao pesquisar a literatura disponível atualmente não foi encontrado nenhum trabalho no qual tenha sido utilizada a fórmula da API 6A (2010) para cálculo do coeficiente de atrito (f) impossibilitando portanto, comparações com resultados de outros autores.

De forma semelhante aos valores de coeficiente de atrito de Motosh, os valores de coeficiente de atrito obtidos pela Equação da API também não apresentaram influência significativa do diâmetro dos fixadores e os valores demonstraram o mesmo comportamento de redução do coeficiente de atrito e da dispersão dos valores de coeficiente de atrito com a aplicação de lubrificação aos fixadores.

4.3.3 Gráficos dos Resultados para o Fator Porca (K)

Para o fator de atrito calculado pela Equação do Fator Porca (K) para os fixadores de 3/4" foi gerado o seguinte gráfico considerando os valores de torque e pré-carga marcados em vermelho das Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4:

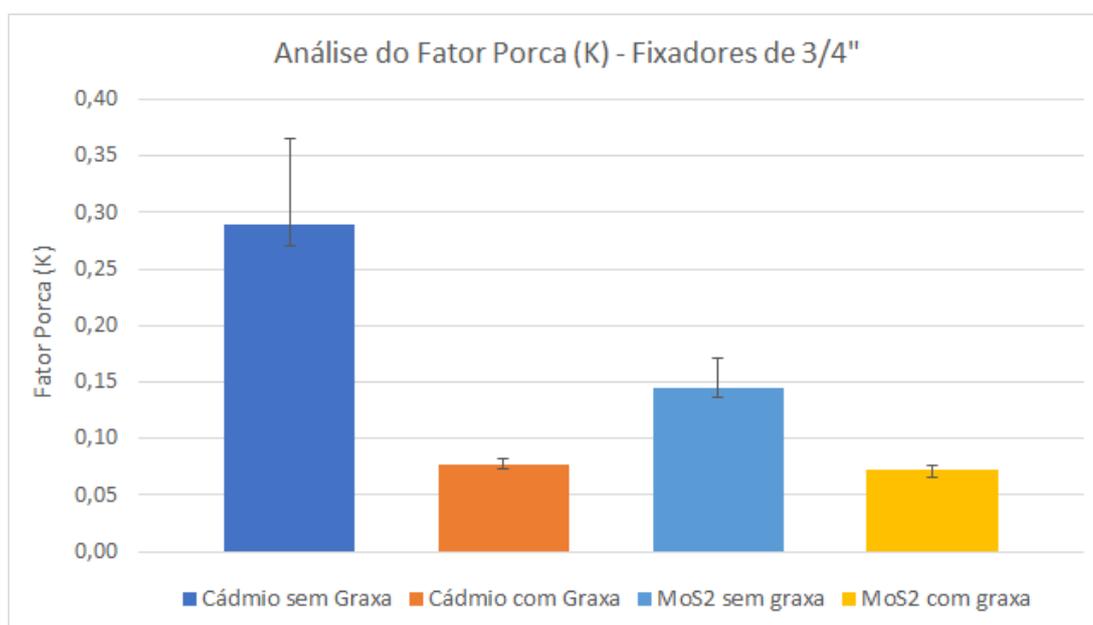


Figura 4.5: Gráfico dos resultados de Fator Porca (K) para fixadores de 3/4"

Tabela 4.13: Valores médios, mínimos, máximos e desvio padrão dos Fatores Porca (K) dos fixadores de 3/4"

	Revestimento de Cádmió			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,27	0,29	0,37	0,034
Com graxa	0,07	0,08	0,08	0,003
	Revestimento de MoS ₂			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,14	0,15	0,17	0,013
Com graxa	0,07	0,07	0,08	0,003

Fonte: Próprio autor; 2018.

Para o fator de atrito calculado pela Equação do Fator Porca (K) para os fixadores de 1.1/2" foi gerado o seguinte gráfico abrangendo os valores de torque e pré-carga marcados em vermelho das Tabelas 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8:

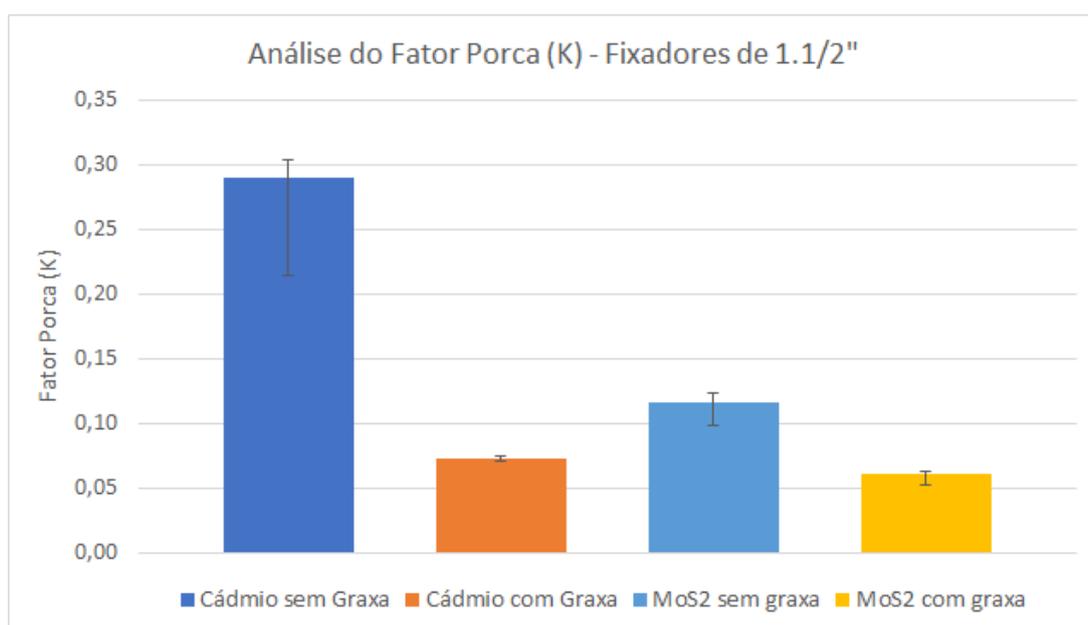


Figura 4.6: Gráfico dos resultados de Fator Porca (K) para fixadores de 1.1/2"

Tabela 4.14: Valores médios, mínimos, máximos e desvio padrão dos Fatores Porca (K) dos fixadores de 1.1/2".

	Revestimento de Cádmi			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,21	0,29	0,30	0,043
Com graxa	0,07	0,07	0,07	0,001
	Revestimento de MoS ₂			
	Mínimo	Média	Máximo	Desvio Padrão
Sem graxa	0,10	0,12	0,12	0,009
Com graxa	0,05	0,06	0,06	0,004

Fonte: Próprio autor; 2018.

Comparando os valores de fator porca encontrados neste trabalho com os resultados encontrados em outros estudos é possível observar que:

- O valor de fator porca encontrado para os fixadores de 3/4" com revestimento de Cádmi deste trabalho foi de 0,29 para a condição não lubrificada e 0,08 para condição lubrificada. Cooper & Heartwell (2011) reportaram valores de 0,23 e 0,20 para as condições não lubrificada e lubrificada respectivamente. Vale ressaltar que no artigo de Cooper & Heartwell (2011) o revestimento do fixador não é informado, o que leva a crer que o fixador utilizado neste estudo tenha revestimento de Zinco pelo fato de ser o mais amplamente empregado na região em que esse estudo foi desenvolvido (EUA). Portanto, o valor de K encontrado neste trabalho mostrou-se próximo do encontrado por Cooper & Heartwell (2011) para a condição não lubrificada porém muito distante para a condição lubrificada. Tal fato pode ser explicado pela diferença nas graxas utilizadas nos experimentos e também no tipo de revestimento aplicado aos estojos ensaiados.
- Zou et. al. (2006) pesquisaram o fator porca de fixadores M12 com revestimento olefínico de Bissulfeto de Molibdênio sem lubrificante e encontraram um valor de K de 0,115 enquanto que no trabalho aqui apresentado foram encontrados valores bem próximos: 0,12 e 0,15 para os fixadores de 1.1/2" e 3/4" respectivamente.

- Vand et. al. (2008) demonstrou em sua pesquisa com fixadores de aço sem revestimento de 5mm que estes fixadores apresentaram um valor de K de 0,205 sem lubrificação e 0,165 quando aplicado lubrificante. Para fixadores de Cádmió deste trabalho foram encontrados valores de K de 0,29 (sem lubrificação) e 0,08 (condição lubrificada). A diferença destes valores pode ser atribuída à grande diferença de diâmetro entre os fixadores (5mm x 19,05mm) e também às propriedades do lubrificante utilizado nos experimentos (Os autores não especificam o lubrificante utilizado em seu experimento).

4.3.4 Análise dos resultados da leitura de Pré-Carga por Ultrassom

Para verificação dos resultados de pré-carga obtidos para os fixadores de 1.1/2" com lubrificação foi utilizado o método de medição de pré-carga por ultrassom.

Tabela 4.15: Resultados das medições dos estojos de Cádmiu de 1.1/2" com lubrificação

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Ultrassom [pol]	Pré-Carga US [Kgf]	≠ US x SG
ID31	286,5	13641	0,00305	11686	14%
	581,6	27937	0,00620	23755	15%
	703,4	35139	0,00767	29387	16%
	826,3	42064	0,00929	35594	15%
	1063,5	54370	0,01236	47356	13%
	1195,9	61345	0,01407	53908	12%
ID32	287,9	13804	0,00340	13027	6%
	571,5	28783	0,00691	26475	8%
	665,1	33683	0,00797	30536	9%
	830,4	41994	0,00981	37586	10%
	1083,0	55577	0,01323	50690	9%
	1153,2	58226	0,01376	52720	9%
ID33	300,8	12989	0,00177	6782	48%
	575,4	25409	0,00523	20038	21%
	676,4	30441	0,00709	27165	11%
	768,2	34421	0,00859	32912	4%
	1030,1	51840	0,01291	49464	5%
	1168,5	58629	0,01349	51686	12%
ID34	299,3	14856	0,00085	3257	78%
	578,6	28869	0,00404	15479	46%
	669,9	33416	0,00507	19425	42%
	831,2	41754	0,00691	26475	37%
	1049,6	52692	0,00966	37012	30%
	1162,8	57929	0,01046	40077	31%
ID35	315,1	13412	0,00568	21763	-62%
	579,2	28025	0,00875	33525	-20%
	681,5	33022	0,00988	37855	-15%
	837,2	40891	0,01170	44828	-10%
	1054,3	52311	0,01447	55441	-6%
	1147,6	55828	0,01569	60115	-8%

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.16: Resultados das medições dos estojos de MoS₂ de 1.1/2" com lubrificação.

	Torque [lbf.pé]	Pré-Carga [Kgf]	Ultrassom [pol]	Pré-Carga US [Kgf]	≠ US x SG
ID71	261,1	13069	0,00335	12835	2%
	446,9	23872	0,00598	22912	4%
	582,2	32824	0,00807	30920	6%
	715,3	41435	0,01025	39272	5%
	942,0	57121	0,01431	54828	4%
ID72	265,7	12745	0,00345	13218	-4%
	466,5	25623	0,00668	25594	0%
	570,6	31906	0,00822	31494	1%
	730,3	42650	0,01060	40613	5%
	919,1	54102	0,01355	51916	4%
ID73	275,6	16276	0,00433	16590	-2%
	443,4	28972	0,00717	27471	5%
	561,4	35986	0,00898	34406	4%
	716,9	49415	0,01214	46514	6%
	922,0	63721	0,01579	60498	5%
ID74	248,6	13265	0,00339	12989	2%
	436,6	24099	0,00578	22146	8%
	570,3	32566	0,00739	28314	13%
	701,4	40596	0,00959	36743	9%
	938,9	54972	0,01304	49962	9%
ID75	244,0	14141	0,00336	12874	9%
	494,5	31472	0,00747	28621	9%
	588,2	37687	0,00879	33678	11%
	702,3	45156	0,01071	41035	9%
	918,4	59226	0,01407	53908	9%

Fonte: Próprio autor; 2018.

A coluna ≠ US x SG das tabelas acima indicam a diferença entre valor de pré-carga obtido através da deformação da célula de carga medida com extensômetros de resistência elétrica (“*Strain-Gages*”) e o valor lido pelo aparelho de ultrassom utilizado no experimento.

Vale ressaltar que os valores das amostras ID 34 e 35 tiveram que ser descartados devido a um erro no procedimento de medição com ultrassom que gerou uma grande distorção nos valores de pré-carga lidos.

Analisando os resultados mais próximos da pré-carga alvo (valores em vermelho) nota-se que os valores de pré-carga lidos por ambos os métodos apresentaram valores próximos tendo em vista que os fixadores com revestimento de MoS₂ apresentaram diferença de em média 6% e os fixadores com revestimento de Cádmio, 11%.

Goettems et. al. (2018) também comparou os resultados de pré-carga medidos com um aparelho ultrassom com os resultados obtidos com uma célula de carga e encontrou

diferenças da ordem de 8%, o que demonstra que os valores encontrados neste trabalho estão condizentes com o que foi encontrado por este autor, desta forma validando os resultados aqui encontrados.

4.3.5 Análise dos resultados da leitura de torque resistivo pela célula de carga

Outro objetivo deste trabalho foi avaliar a influência dos revestimentos dos fixadores e da lubrificação na relação entre o torque aplicado a um fixador e a quantia deste torque que era transmitida à célula de carga por meio do atrito entre as faces da porca e da célula de carga ou seja, o torque resistivo de atrito.

Os dados lidos pelos extensômetros de torque presentes na célula de carga permitiram quantificar este torque resistivo à medida que cada valor de torque era aplicado à célula de carga conforme demonstrado no exemplo a seguir.

Conforme o torque foi aplicado ao fixador, o extensômetro de torque da célula leu um valor de deformação negativo máximo representado pelos vales da linha vermelha presentes no gráfico. O valor é negativo pois representa a torção da célula no sentido horário (sentido de rotação do fixador durante o torque).

Estes valores de deformação obtidos durante os experimentos foram então inseridos nas equações das curvas de calibração de torque das células para calcular o valor de torque resistivo lido pela célula a cada aplicação de torque.



Figura 4.7: Exemplo de gráfico da aplicação de torque em função do tempo no estojo de Cádmio com graxa de 1.1/2'' (ID 31) (Adaptado de Próprio autor; 2018).

Diante disto foram obtidos os resultados a seguir, levando-se em conta que:

- A coluna Torque Aplicado representa o valor de torque aplicado ao fixador durante o experimento;
- A coluna Deformação Lida representa o valor de deformação (em microstrains – 10^{-6} m/m) que os extensômetros para medição do torque leram no momento da aplicação de torque ao fixador;
- A coluna Torque Lido representa o valor de torque que a célula de carga leu, por meio da leitura da deformação aplicada à fórmula da calibração do torque da célula;
- Os resultados dos fixadores com revestimento de MoS2 de 1.1/2” com lubrificação (ID série 70) não puderam ser aproveitados devido a uma falha no equipamento de aquisição de dados.

Tabela 4.17: Torque resistivo dos fixadores de Cádmiu de 3/4" com lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Torque Lido [lbf.pé]
ID11	83,6	-55,68	22,1
	130,4	-83,52	31,6
	188,0	-184,80	66,3
ID12	35,2	0,72	2,8
	60,2	0,48	2,9
	119,9	-50,16	20,2
	132,3	-60,96	23,9
ID13	35,0	-0,96	3,4
	60,0	-7,68	5,7
	120,3	-68,88	26,6
	132,1	-84,00	31,8
ID14	35,0	-12,48	7,4
	60,3	-26,64	12,2
	121,3	-79,68	30,3
	133,1	-89,28	33,6
ID15	35,3	-3,36	4,2
	60,1	-14,64	8,1
	122,0	-99,84	37,2
	132,4	-96,24	36,0

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.18: Torque resistivo dos fixadores de Cádmiu de 3/4" sem lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [$\mu\text{m}/\text{m}$]	Torque Lido [lbf.pé]
ID21	87,2	-77,52	29,6
	140,2	-156,00	56,4
	281,0	-410,60	143,4
	313,0	-415,40	145,1
ID22	89,2	-80,64	30,7
	146,8	-226,56	80,5
	288,0	-504,72	175,6
	318,0	-551,76	191,7
ID23	85,6	-95,52	35,7
	149,0	-164,16	59,2
	294,0	-323,04	113,5
	313,0	-407,28	142,3
ID24	85,2	-61,92	24,3
	151,2	-142,10	51,7
	280,0	-348,50	122,2
	299,0	-381,10	133,3
ID25	87,4	-124,32	45,6
	149,2	-179,52	64,4
	275,0	-409,92	143,2
	307,0	-444,24	154,9

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.19: Torque resistivo dos fixadores de MoS₂ de 3/4" com lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [μm/m]	Torque Lido [lbf.pé]
ID51	31,0	42,24	-11,3
	52,4	58,32	-16,8
	104,5	22,80	-4,7
	114,4	13,68	-1,6
ID52	31,5	-19,44	9,7
	53,5	-44,88	18,4
	104,1	-100,08	37,3
	114,5	-107,28	39,8
ID53	31,1	-20,40	10,1
	52,1	-7,68	5,7
	104,2	-66,72	25,9
	114,3	-57,60	22,8
ID54	31,7	-4,08	4,5
	52,8	20,88	-4,0
	104,6	-76,08	29,1
	114,2	-89,04	33,5
ID55	32,7	1,20	2,7
	52,8	16,08	-2,4
	104,5	-41,28	17,2
	120,3	-72,24	27,8

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.20: Torque resistivo dos fixadores de MoS₂ de 3/4" sem lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [μm/m]	Torque Lido [lbf.pé]
ID61	80,9	-97,20	36,3
	134,2	-176,60	63,5
	265,0	-327,40	115,0
	287,0	-347,00	121,7
ID62	82,7	-92,64	34,8
	135,0	-158,64	57,3
	222,0	-324,72	114,1
	292,0	-360,48	126,3
ID63	81,8	-148,32	53,8
	134,1	-273,12	96,4
	269,0	-404,64	141,4
	296,0	-367,44	128,7
ID64	80,2	-68,40	26,5
	139,4	-279,60	98,7
	271,0	-471,60	164,3
	292,0	-563,30	195,6
ID65	80,9	-73,92	28,4
	133,8	-131,52	48,0
	270,0	-330,00	115,9
	294,0	-317,52	111,6

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.21: Torque resistivo dos fixadores de Cádmiu de 1.1/2" com lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [μm/m]	Torque Lido [lbf.pé]
ID31	286,5	-25,92	-134,6
	581,6	-64,08	105,5
	703,4	-82,32	220,2
	826,3	-99,6	328,9
	1063,5	-126,5	498,2
	1195,9	-153,8	669,9
ID32	287,9	-26,16	-133,1
	571,5	-64,32	107,0
	665,1	-76,80	185,5
	830,4	-100,30	333,3
	1083	-127,9	507,0
	1153,2	-132,2	534,0
ID33	300,8	-45,12	-13,8
	575,4	-82,32	220,2
	676,4	-100,60	335,2
	768,2	-110,20	395,6
	1030,1	-169,4	768,1
	1168,5	-192	910,2
ID34	299,3	0,24	-299,2
	578,6	-29,04	-115,0
	669,9	-45,60	-10,8
	831,2	-74,16	168,9
	1049,6	-114	419,5
	1162,8	-128,9	513,3
ID35	315,1	-22,32	-157,2
	579,2	-45,60	-10,8
	681,5	-51,12	23,9
	837,2	-81,36	214,2
	1147,6	-110,20	395,6

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.22: Torque resistivo dos fixadores de Cádmiu de 1.1/2" sem lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [µm/m]	Torque Lido [lbf.pé]
ID41	1595,1	-285,12	1496,1
	1914,5	-327,84	1764,8
	2022,3	-345,60	1876,5
	2308,1	-386,16	2131,7
	2415,5	-405,12	2251,0
	2630	-444,48	2498,6
ID42	1461,9	-195,40	931,6
	1651,3	-228,50	1139,9
	1840,8	-243,80	1236,1
	1897,5	-285,40	1497,8
	2291,6	-363,1	1986,6
	2505,7	-424,8	2374,8
ID43	1675,7	-189,60	895,1
	1846,6	-227,80	1135,5
	2053,5	-248,20	1263,8
	2224,3	-263,80	1361,9
	2443,8	-279,6	1461,3
ID44	1739,7	-279,60	1461,3
	1893,2	-306,20	1628,7
	2064,0	-374,60	2059,0
	2454,0	-433,70	2430,8
	2590,9	-448,3	2522,6
ID45	1890,2	-259,90	1337,4
	2031,4	-280,10	1464,5
	2261,6	-344,40	1869,0
	2472,5	-367,90	2016,8

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.23: Torque resistivo dos fixadores de MoS₂ de 1.1/2" sem lubrificação.

	Torque Aplicado [lbf.pé]	Deformação Lida [µm/m]	Torque Lido [lbf.pé]
ID81	623	-18,96	-178,4
	1117	-110,20	395,6
	1383	-137,80	569,3
	1674	-162,5	724,6
	2043	-182,2	848,6
	2216	-196,6	939,2
	2343	-202,8	978,2
ID82	698	-70,08	143,2
	1163	-130,30	522,1
	1380	-136,80	563,0
	1713	-160,80	713,9
	2163	-231,8	1160,6
	2289	-272,4	1416,0
ID83	654,2	-46,56	-4,7
	1110,2	-103,70	354,7
	1380,8	-169,40	768,1
	1660,9	-199,70	958,7
	2084,8	-220,3	1088,3
ID84	712,2	-113,80	418,3
	1078,7	-159,40	705,1
	1361,3	-159,40	705,1
	1693,1	-175,90	808,9
	2133	-226,8	1129,2
ID85	723,9	-42,24	-31,9
	1151,1	-94,56	297,2
	1419,9	-145,20	615,8
	1648,0	-172,30	786,3
	2374,8	-303,80	1613,6

Fonte: Próprio autor; 2018.

Estudos realizados por Bickford (2008), Zou et. al. (2006), Jiang et. al. (2001) e Jiang et. al. (2002) demonstram que o valor de torque resistivo esperado gira em torno de 50% do valor de torque aplicado ao fixador ou seja, aproximadamente metade do torque aplicado ao fixador é consumido pelo atrito entre as faces do fixador e da junta (no caso, da célula de carga).

Tendo isto em mente, foi realizada uma análise dos valores de torque resistivo dos fixadores lidos pela célula durante o experimento considerando apenas os valores de torque finais ou seja, os mais próximos da pré-carga alvo. Logo, foi possível observar que:

- Os fixadores de 3/4" com revestimentos de Cádmio (ID série 20) e MoS₂ (ID série 60), ambos sem lubrificação, apresentaram valores de torque resistivo próximos ao valor esperado de 50%. No caso, os fixadores de Cádmio apresentaram torque resistivo médio de 48% em relação ao torque aplicado enquanto que os fixadores de MoS₂ apresentaram valor médio levemente inferior, de 43%.
- Quando foi aplicada a lubrificação com graxa aos fixadores de 3/4" os valores de torque resistivo decresceram em aproximadamente 50% em relação à condição não-lubrificada. Os fixadores de Cádmio (ID série 10) apresentaram torque resistivo médio de 24% em relação ao torque aplicado enquanto que os fixadores de MoS₂ apresentaram valor médio similar, de 26%. Este resultado leva à conclusão de que, para os fixadores de 3/4", a inclusão de lubrificante reduz o atrito entre as superfícies deslizantes proporcionando portanto um aumento considerável na porção do torque transformada em pré-carga, se comparada com a condição não-lubrificada.
- Para os fixadores de 1.1/2" sem lubrificação foi verificado que os fixadores de Cádmio (ID série 40) apresentaram torque resistivo significativamente alto, em média 83%, enquanto que para a mesma condição os fixadores de MoS₂ (ID série 80) apresentaram um valor médio menor, de 44%, valor este muito próximo do que foi encontrado para a mesma condição dos fixadores de 3/4".
- Por fim, os fixadores de 1.1/2" com revestimento de Cádmio e com lubrificação apresentaram valor médio de torque resistivo de 45% em relação ao torque aplicado ao fixador, levando à mesma conclusão obtida para os fixadores de cádmio de 3/4" de que há uma redução expressiva do torque resistivo (em torno de 50%) quando há a aplicação de lubrificante proporcionando também um aumento na quantia de torque que é transformada em pré-carga.

4.4 TABELA DE TORQUE PARA FIXADORES DE 3/4" E DE 1.1/2"

No início deste trabalho foi proposta a criação de tabelas de torque para os fixadores e condições de lubrificação e revestimento estudados. Com os resultados obtidos do coeficiente de atrito de cada condição foi possível desenvolver as tabelas demonstradas a seguir para auxiliar a montagem de juntas flangeadas API.

Tabela 4.24: Torque de montagem dos fixadores de 3/4" – 10UNC

Tabela de Torque para Fixadores de 3/4"-10UNC com Tensão de Escoamento (σ_y) de 105 ksi				
% Torque Final (% Tensão de Escoamento)	Com revestimento de Cádmio Bicromatizado		Com revestimento de Bissulfeto de Molibdênio (MoS2)	
	Sem lubrificação	Com graxa a base de MoS2	Sem lubrificação	Com graxa a base de MoS2
30% do Torque Final (20% σ_y)	127 lbf.pé (172 N.m)	34 lbf.pé (46 N.m)	64 lbf.pé (87 N.m)	32 lbf.pé (43 N.m)
50% do Torque Final (33,5% σ_y)	212 lbf.pé (287 N.m)	56 lbf.pé (76 N.m)	107 lbf.pé (145 N.m)	53 lbf.pé (72 N.m)
100% do Torque Final (67% - 73% σ_y)	425 - 463 lbf.pé (576 - 628 N.m)	112 - 122 lbf.pé (152 - 165 N.m)	213 - 232 lbf.pé (289 - 315 N.m)	107 - 117 lbf.pé (145 - 159 N.m)

Fonte: Próprio autor; 2018.

Tabela 4.25: Torque de montagem dos fixadores de 1.1/2" – 8UNC

Tabela de Torque para Fixadores de 1.1/2"-8UNC com Tensão de Escoamento (σ_y) de 105 ksi				
% Torque Final (% Tensão de Escoamento)	Com revestimento de Cádmio Bicromatizado		Com revestimento de Bissulfeto de Molibdênio (MoS2)	
	Sem lubrificação	Com graxa a base de MoS2	Sem lubrificação	Com graxa a base de MoS2
30% do Torque Final (20% σ_y)	1140 lbf.pé (1546 N.m)	284 lbf.pé (385 N.m)	451 lbf.pé (611 N.m)	240 lbf.pé (325 N.m)
50% do Torque Final (33,5% σ_y)	1900 lbf.pé (2576 N.m)	473 lbf.pé (641 N.m)	753 lbf.pé (1021 N.m)	398 lbf.pé (540 N.m)
100% do Torque Final (67% - 73% σ_y)	3800 - 4140 lbf.pé (5152 - 5613 N.m)	946 - 1030 lbf.pé (1283 - 1396 N.m)	1506 - 1640 lbf.pé (2042 - 2224 N.m)	797 - 868 lbf.pé (1081 - 1177 N.m)

Fonte: Próprio autor; 2018.

Estas tabelas foram desenvolvidas com o intuito de auxiliar as operações de montagem de flanges provendo valores de torque que garantam a montagem eficiente da junta de flange API. Para isto, as tabelas já dispõem dos valores de torque iniciais (30% e 50% do torque final) que devem ser aplicados em incrementos antes da aplicação do torque final.

5 CONCLUSÕES

No presente trabalho, investigou-se o comportamento da relação entre torque e pré-carga para diversas condições de lubrificação e revestimento de fixadores de Flange API, permitindo definir o coeficiente de atrito para cada condição de revestimento do fixador e lubrificação. Através dos resultados de testes realizados com diversas amostras de fixadores, foram elaboradas tabelas de torque para que equipes de montagem possam utilizar valores de referência de torque de modo a garantir a montagem eficiente de juntas API.

A investigação da relação entre torque e pré-carga evidenciou que o diâmetro dos fixadores não demonstrou grande influência nos valores de coeficiente de atrito. Também foi possível concluir que os revestimentos dos fixadores apresentam influência significativa nos valores de coeficiente de atrito quando não há a aplicação de lubrificantes. Quando foi aplicado o lubrificante, notou-se que houve significativa redução nos valores de coeficiente de atrito e na dispersão destes valores, e que não houve influência significativa do revestimento do fixador nos valores de coeficiente de atrito.

Outra conclusão obtida foi a importância da aplicação de graxa durante a montagem dos fixadores (quando possível), tendo em vista que este lubrificante reduziu significativamente o torque necessário durante montagem e também reduziu muito a dispersão dos valores de pré-carga dos fixadores após a conclusão do torqueamento, contribuindo portanto para um grande aumento na qualidade da montagem da junta evitando possíveis vazamentos ou falhas estruturais futuras.

Vale notar que os valores de coeficiente de atrito encontrados neste estudo foram significativamente inferiores aos valores tipicamente encontrados na literatura pesquisada e que não foi realizada uma profunda análise das incertezas associadas às medições. Além disso, os experimentos foram executados em ambientes controlados de laboratório, sendo que uma situação real de uma montagem em campo tende a apresentar condições que podem levar a um aumento no valor do coeficiente de atrito presente, tais quais: maior rugosidade superficial das faces do flange, aplicação incorreta de lubrificante (pouco lubrificante ou falta de lubrificante nos locais corretos), contaminação do lubrificante, falta de qualificação e treinamento adequado aos operadores que executarão as operações de torque, entre outros.

Portanto, recomenda-se a utilização de valores de coeficiente de atrito mais elevados, de acordo com estudos realizados por outros autores, como Croccolo et al. (2017) e Zou et al.

(2006), até que os resultados apresentados neste trabalho sejam validados em testes de campo sob condições reais de montagem.

É importante ressaltar que a metodologia experimental desenvolvida neste estudo tomou como base estudos semelhantes e buscou implementar melhorias de modo a produzir melhores resultados, podendo esta servir como base para futuros estudos que almejem pesquisar diferentes revestimentos, tipos de lubrificante, condições superficiais, etc.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABID, M.; KHAN, A.; NASH, D.H.; HUSSEIN, M.; WAJID, H.A. Simulation of optimized bolt tightening strategies for gasketed flanged pipe joints. *Procedia Engineering*, v. 130, p. 204-213, 2015.

API SPECIFICATION 6A. Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment. 20. Ed. American Petroleum Institute, Washington, DC, 2010.

API SPECIFICATION 17D. Design and Operation of Subsea Production Systems. Subsea Wellhead and Tree Equipment. 2. Ed. American Petroleum Institute, Washington, DC, 2011.

ASME PCC-1-2013. Guidelines for Pressure Boundary Bolted Flange Joint Assembly. The American Society of Mechanical Engineers, Nova Iorque, NY, 2013.

BICKFORD, J. H. Advances in bolting technology. *Nuclear Engineering and Design*, v. 90, p. 307-315, 1985.

BICKFORD, J. H. Introduction to the design and behavior of bolted joints. 4. Ed. Florida: CRC Press, 2008. 513 p.

BICKFORD, J. H.; NASSAR, S. Handbook of bolts and bolted joints. 1. Ed. Nova Iorque: Marcel Dekker, Inc., 1998. 512 p.

COOPER, W.G.; HEARTWELL, T.M. Variables affecting nut factors for field assembled joints. Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels & Piping Division Conference - PVP2011, Baltimore, Maryland, 2011.

CROCCOLO, D.; DE AGOSTINIS, M.; FINI, S.; OLMI, G. Tribological properties of bolts depending on different screw coatings and lubrications: An experimental study. *Tribology International*, v. 107, p. 199-205, 2017.

CROCCOLO, D.; DE AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. Failure analysis of bolted joints: Effect of friction coefficients in torque-preloading relationship. *Engineering Failure Analysis*, v. 18, p. 364-373, 2011.

CROCCOLO, D.; DE AGOSTINIS, M.; VINCENZI, N. Influence of tightening procedures and lubrication conditions on titanium screw joints for lightweight applications. *Tribology International*, v. 55, p. 68-76, 2012.

ECCLES, W.; SHERRINGTON, I.; ARNELL, R.D. Frictional changes during repeated tightening of zinc plated threaded fasteners. *Tribology International*, v. 43, p. 700-707, 2010.

GOETTEMS, F.S.; DE BRAGA, R.M.; REGULY, A. Controle da pré-carga em parafusos: Correlação entre o método do torque e o alongamento medido por ultrassom. *Tecnologia Metalúrgica, Material e Mineral*, v. 15, n. 1, p. 43-48, São Paulo, 2018.

JIANG, Y.; CHANG, J.; LEE, C.H. An experimental study of the torque-tension relationship for bolted joints. *International Journal of Materials and Product Technology*, v. 16, p. 417-429, 2001.

JIANG, Y.; ZHANG, M.; PARK, T.W. An experimental investigation on frictional properties of bolted joints. ASME Pressure Vessels and Piping Conference, PVP2002-1083, 8 p., 2002.

GRIGG, E.K.; KLEIN, R.F.; OGDEN, S.F. An evaluation of bolt coating materials currently used for corrosion protection in offshore service. Offshore Technology Conference, OTC 4370, p. 813-822, 1982.

KRAUTKRAMER, J.; KRAUTKRAMER, H. Ultrasonic testing of materials. 4. Ed. Berlin: Springer-Verlag, 1990. 560 p.

MOTOSH, N. Development of design charts for bolts preloaded up to the plastic range. Journal of Engineering for Industry, v. 98, p. 849-851, 1976.

MUNIZ, J. M. Fenômenos tribológicos intrínsecos ao travamento de juntas de engenharia aparafusadas. São Paulo, 2007. 17 p. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

NASSAR, S.A.; MATIN, P.H.; BARBER, G.C. Thread friction torque in bolted joints. Journal of Pressure Vessel Technology, v. 127, p. 387-393, 2005.

NASSAR, S.A.; SUN, T.S. Surface roughness effect on the torque-tension relationship in threaded fasteners. Journal of Engineering Tribology, v. 221, n. 10, p. 95-103, 2007.

SAKAI, T. The friction coefficient of fasteners. Bulletin of the JSME, v. 21, p. 333-340, 1978.

SMITH, J.F.; GREINER, J.D. Stress measurement and bolt tensioning by ultrasonic methods. Journal of Metals, p. 34-36, 1980.

SRIRAMAN, K.R.; STRAUSS, H.W.; BRAHIMI, S.; CHROMIK, R.R.; SZPUNAR, J.A.; OSBORNE, J.H.; YUE, S. Tribological behavior of electrodeposited Zn, Zn-Ni, Cd and Cd-Ti coatings on carbon steel substrates. Tribology International, v. 56, p. 107-120, 2012.

UGEDA, P. Revista do Parafuso. 25ª ed. São Paulo: Editora Milatias. 2011.

Ultrasonic measurement of fasteners – A general guide. Resonic Instruments, v.1, 30 p. 2016.

Boltscope Pro – Bolt tension monitor operating manual. Hydratight, v.2.12, 182 p. 2016.

VAND, E.H.; OSKOU EI, R.H.; CHAKHERLOU, T.N. An experimental method for measuring clamping force in bolted connections and effect of bolt threads lubrication on its value. International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering, v. 2, n. 10, p. 1136-1139, 2008.

YASSUDA, I. Estudo do comportamento de revestimentos superficiais em elementos roscados de fixação quando submetidos a torque. São José dos Campos, 2008. 101 p. Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São Paulo, 2008.

ZOU, Q.; SUN, T.S.; NASSAR, S.A., BARBER, G.C.; GUMUL, A.K. Effect of lubrication on friction and torque-tension relationship in threaded fasteners. Proceedings of IJTC2006 STLE/ASME International Joint Tribology Conference, San Antonio, Texas, 2006.

<http://www.fogt.com/Compact-Flange-Vector-SPO.html>. Acesso em 07/05/2017.

<http://www.pumpsandsystems.com>. Acesso em 07/06/2017.

<http://www.hytorc.com>. Acesso em 07/06/2017.

<https://www.hydratight.com/en/products/bolt-load-monitoring/boltscope-pro>. Acesso em 16/06/2018.

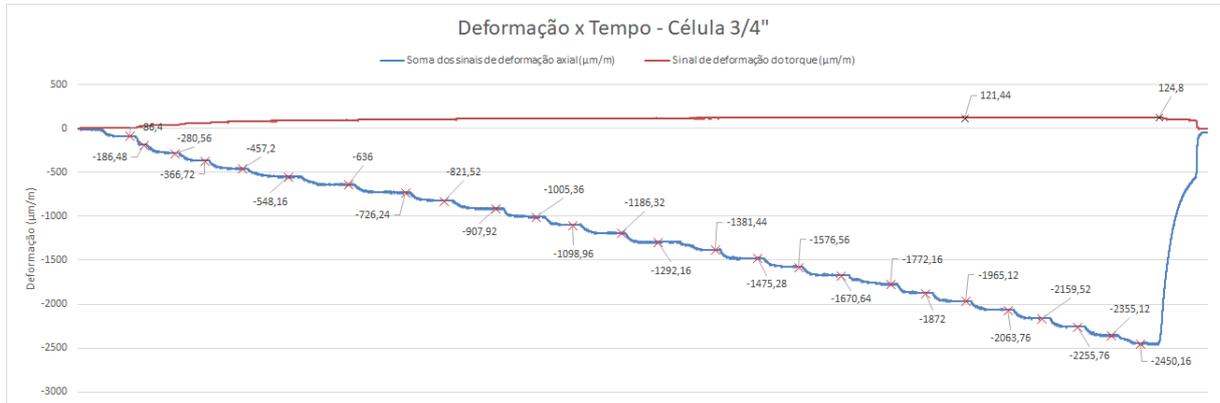
<https://www.omega.com>. Acesso em 18/10/2017.

<http://www.panambra.com>. Acesso em 18/10/2017

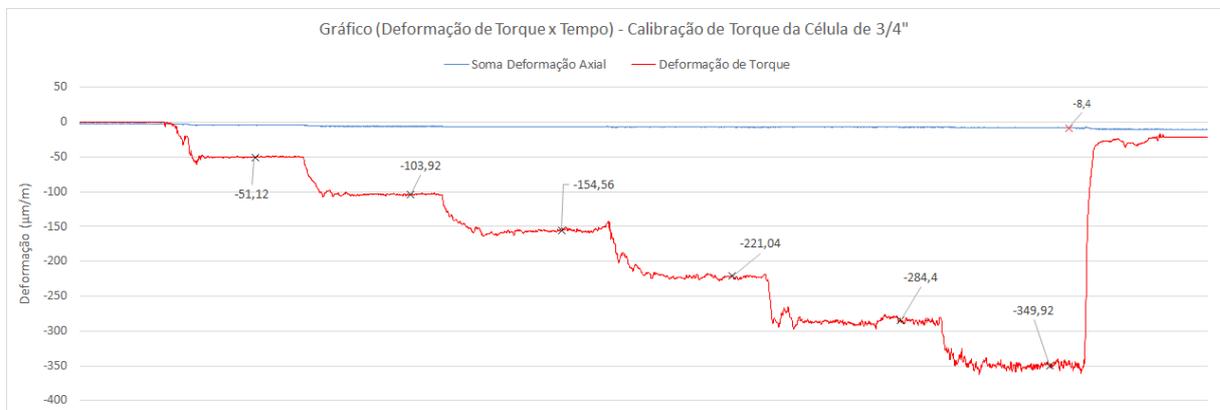
<https://www.hbm.com/>. Acesso em 04/12/2017.

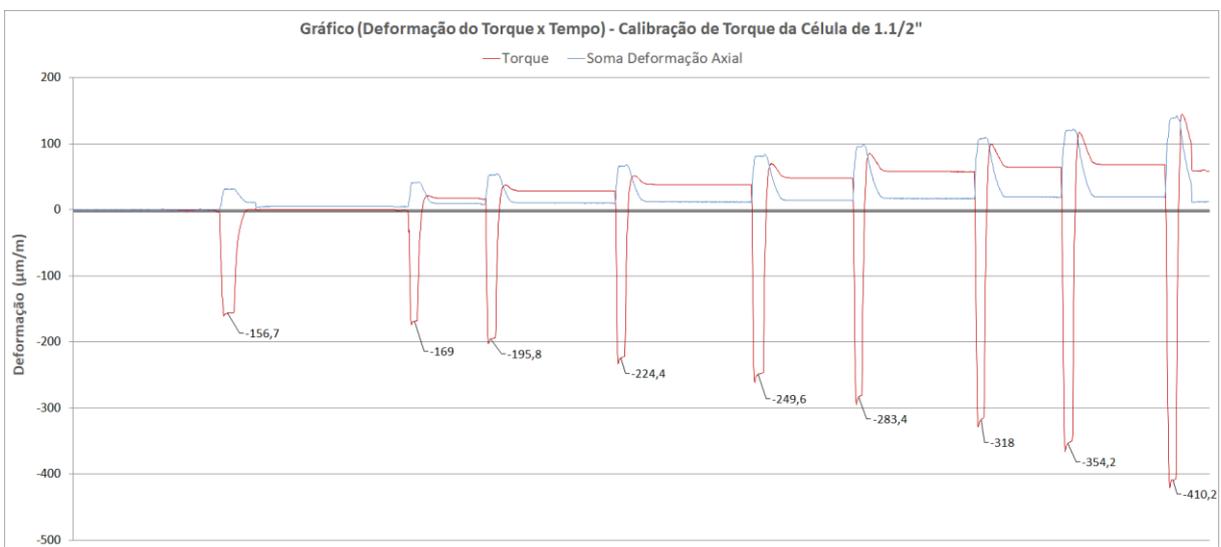
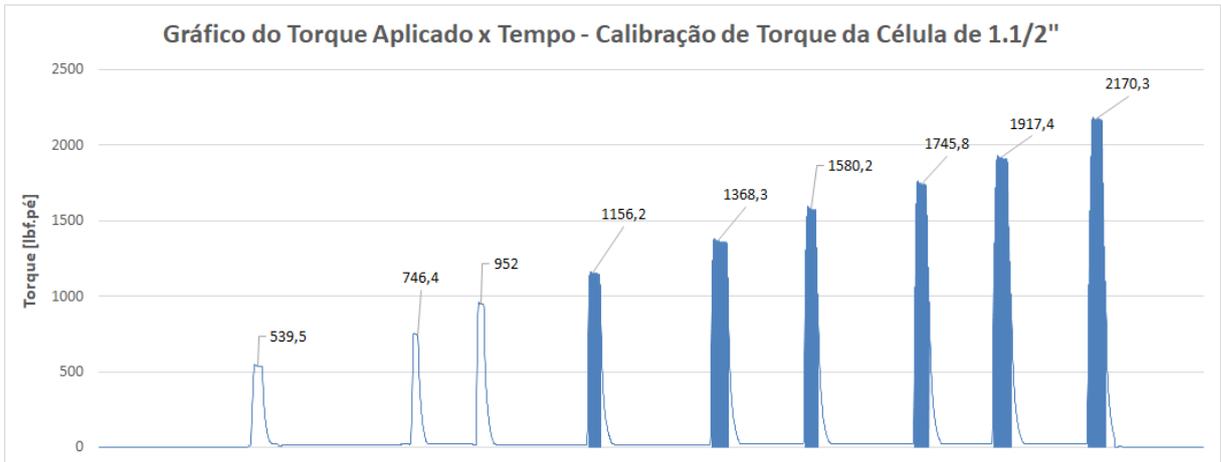
ANEXO

ANEXO I – CURVAS DE AFERIÇÃO DA PRÉ-CARGA DAS CÉLULAS DE CARGA

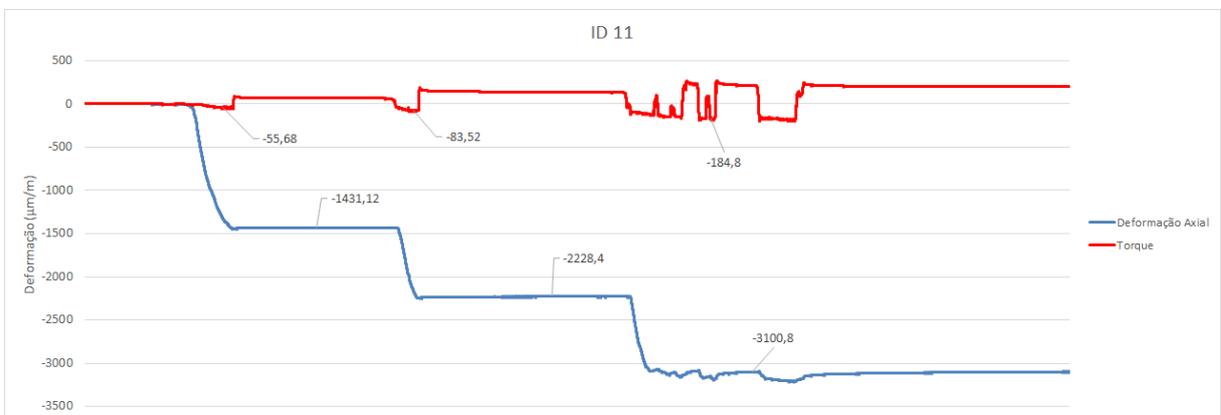


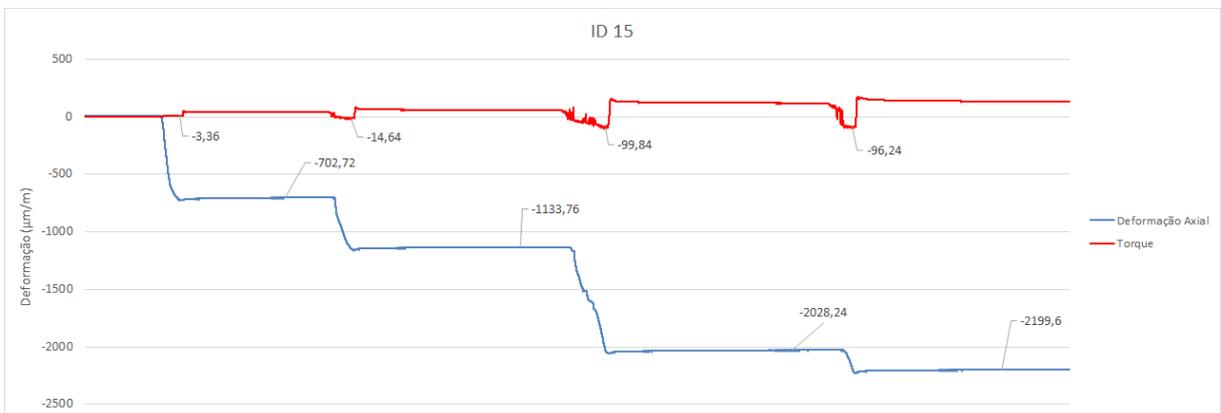
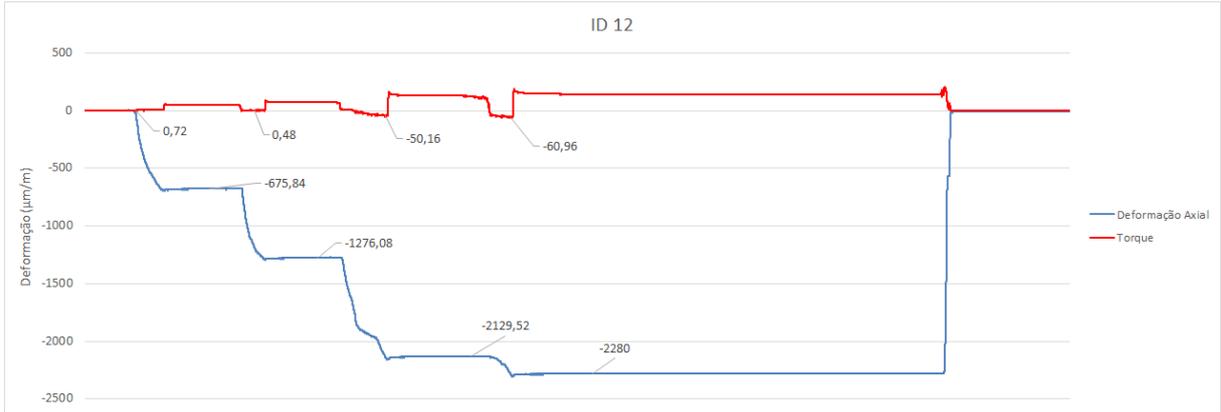
ANEXO II – CURVAS DE CALIBRAÇÃO DO TORQUE DAS CÉLULAS DE CARGA

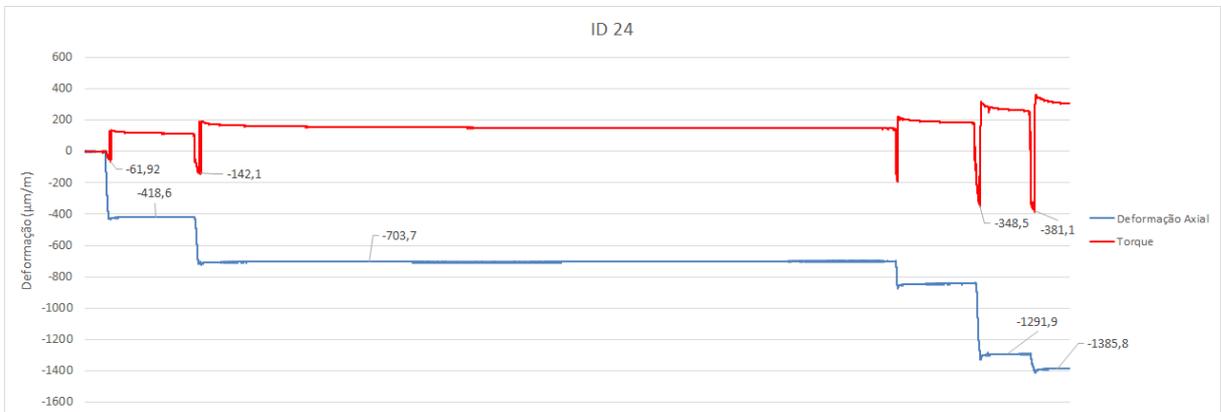
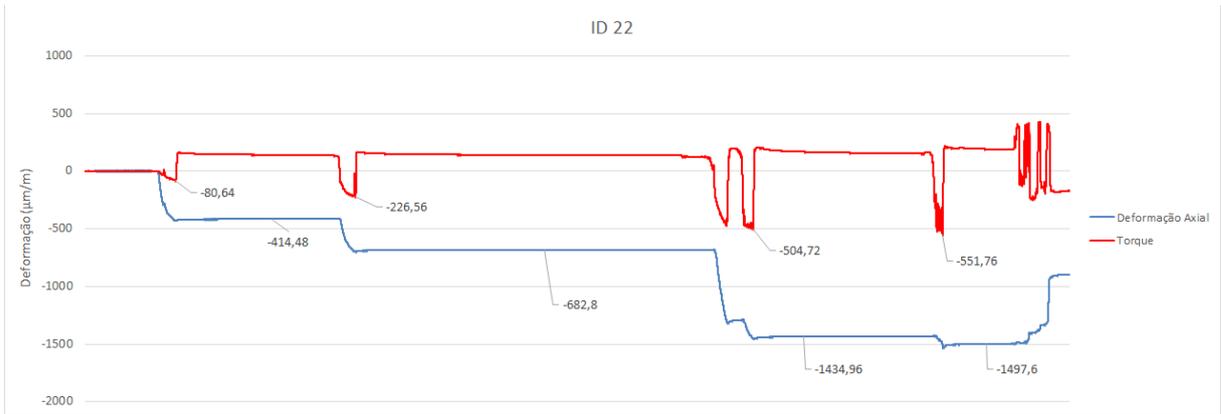
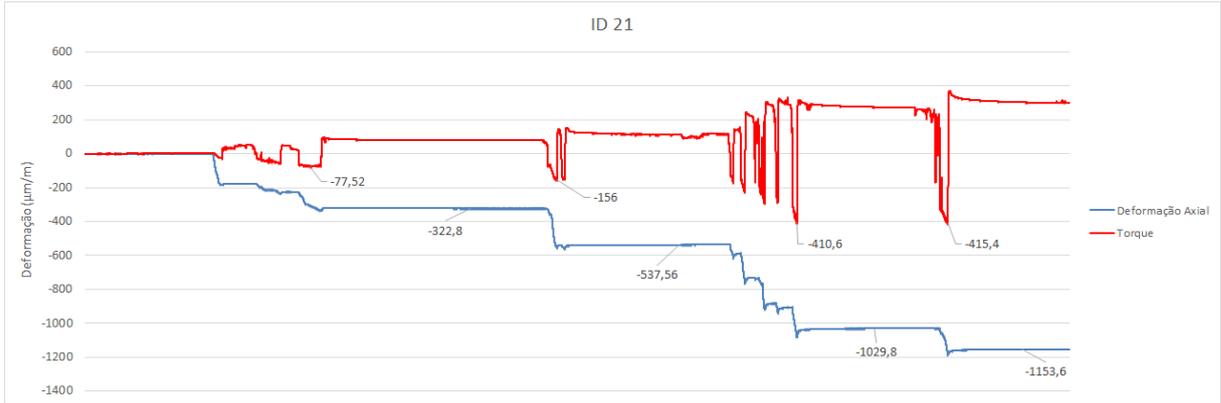


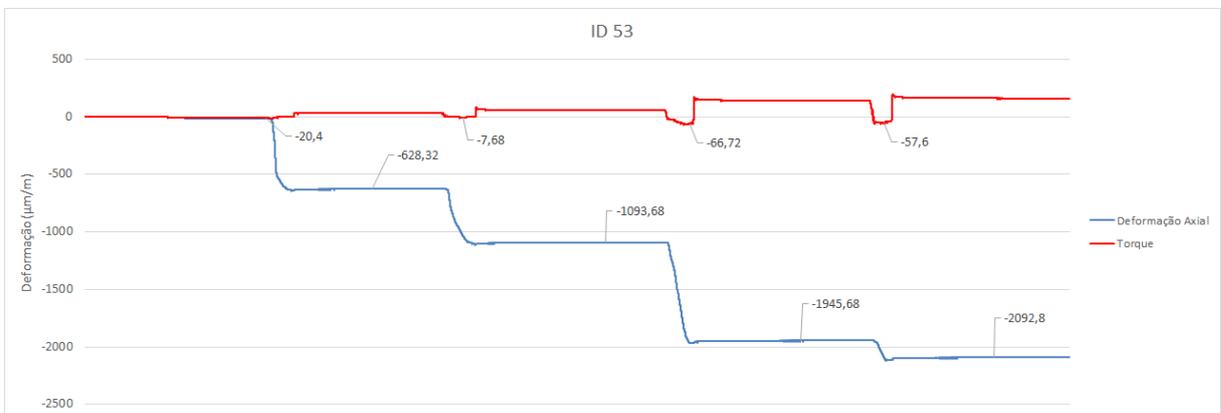
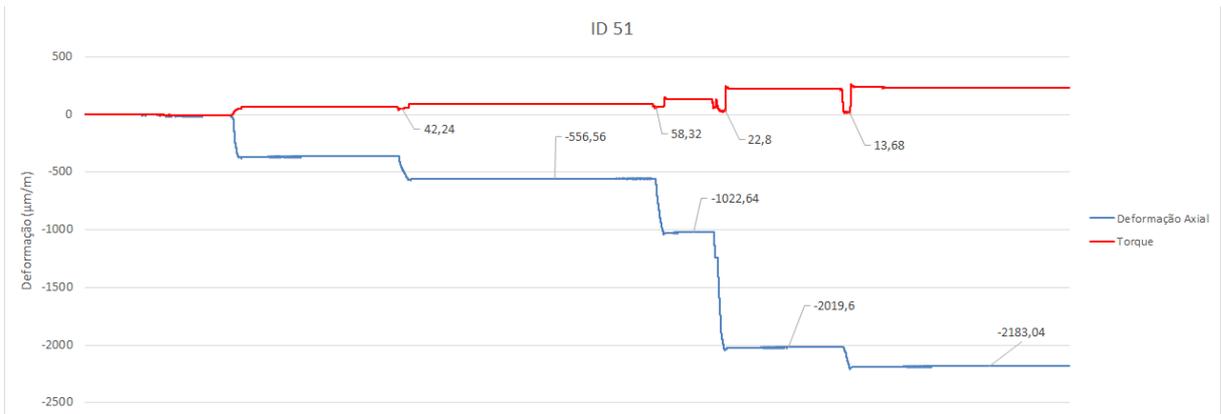
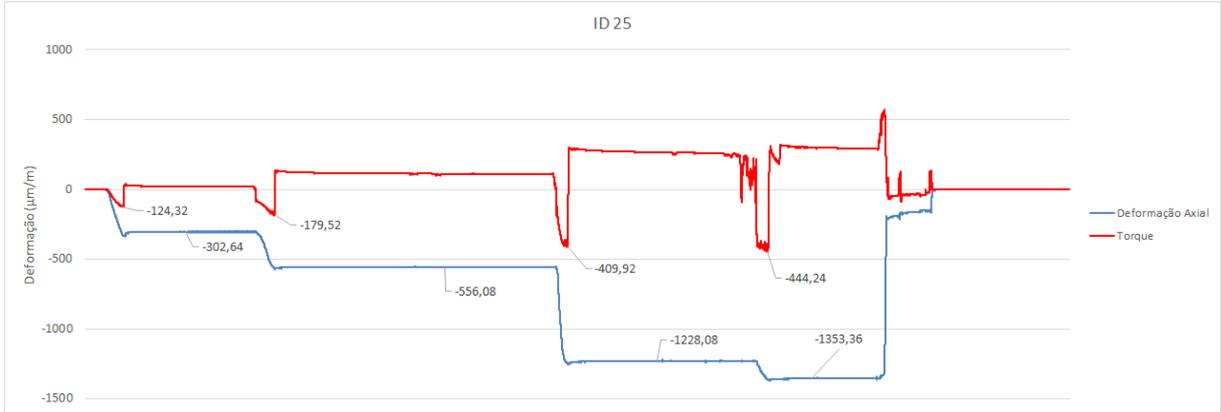


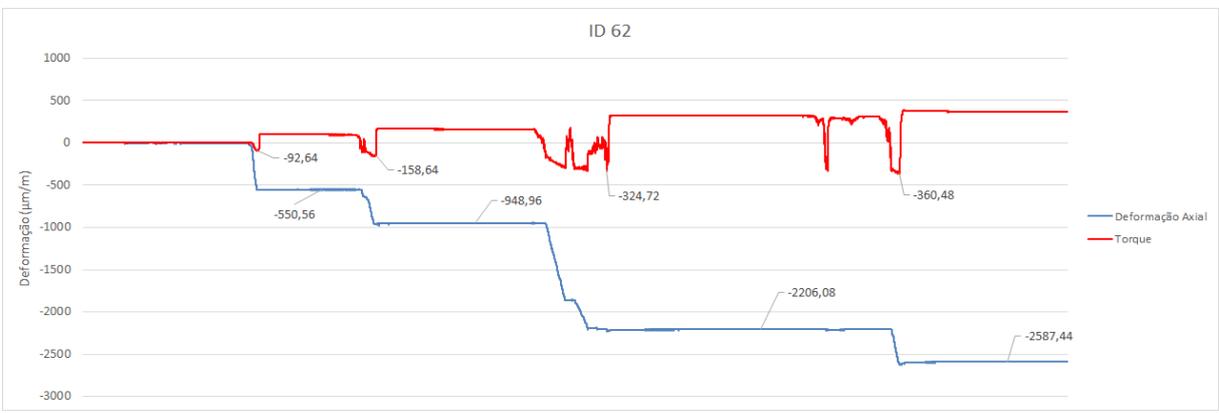
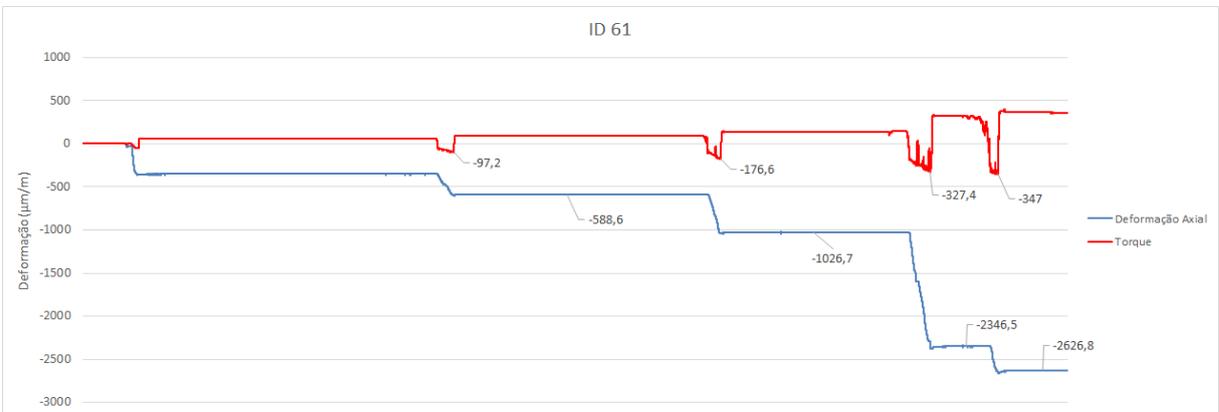
ANEXO III – GRÁFICOS DOS ENSAIOS DAS AMOSTRAS DE FIXADORES DE 3/4"

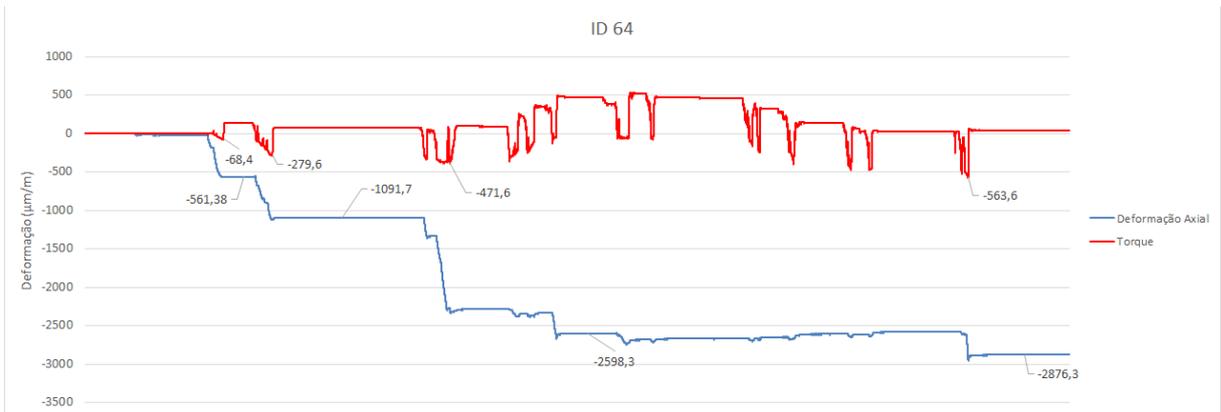
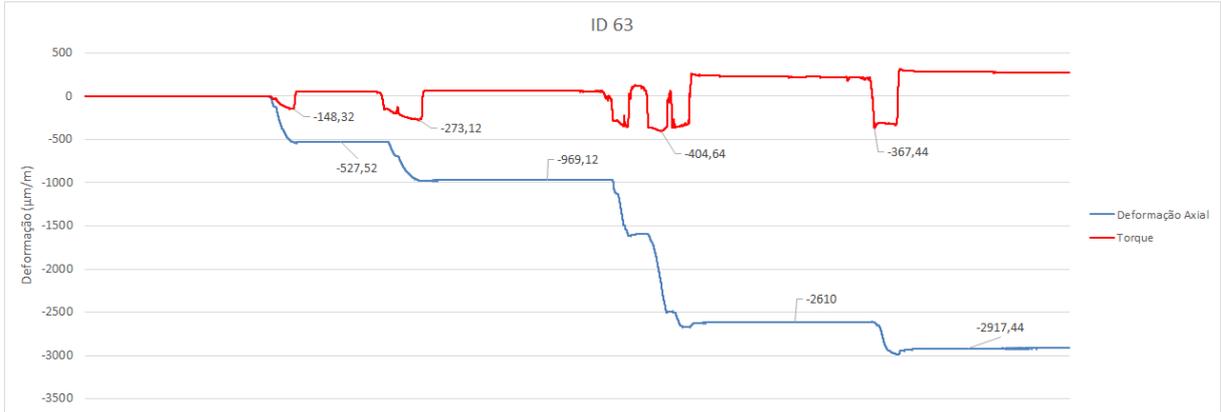












ANEXO IV – GRÁFICOS DOS ENSAIOS DAS AMOSTRAS DE FIXADORES DE 1.1/2”



