

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ
HENRY EMANUEL DE JESUS CAMPOS

**DESENVOLVIMENTO DE DISPOSITIVO DE
ROTAÇÃO PARA TORQUE**

Taubaté - SP
2019

HENRY EMANUEL DE JESUS CAMPOS

**DESENVOLVIMENTO DE DISPOSITIVO DE
ROTAÇÃO PARA TORQUE**

Trabalho de Graduação apresentado para obtenção do Certificado de Graduação do curso de engenharia mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Orientador: Prof. Carlos Evany Pinto

**Taubaté – SP
2019**

SIBi – Sistema Integrado de Bibliotecas / UNITAU

C198d Campos, Henry Emanuel de Jesus
Desenvolvimento de dispositivo de rotação para torque / Henry Emanuel
de Jesus Campos. – 2019.
55 f. : il.

Monografia (graduação) – Universidade de Taubaté, Departamento de
Engenharia Mecânica e Elétrica, 2019.
Orientação: Prof. Me. Carlos Evany Pinto, Departamento de Engenharia
Mecânica.

1. Torque. 2. Segurança. 3. Economia. I. Graduação em Engenharia
Mecânica. II. Título.

CDD – 629.8

HENRY EMANUEL DE JESUS CAMPOS

DESENVOLVIMENTO DE DISPOSITIVO DE ROTAÇÃO PARA TORQUE

Trabalho de Graduação apresentado para obtenção do Certificado de Graduação do curso de engenharia mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

DATA: 23/11/2019

RESULTADO: APROVADO

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Carlos Evany Pinto

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Assinatura:



Prof. Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Assinatura:



Prof. Paulo Cesar Correa Lindgren

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Assinatura:



Dezembro de 2019

Dedico este trabalho
aos meus pais Oscar e Dalila,
a minha noiva Cristiane
e as minhas irmãs Emanuely e Isabelly.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por sempre me manter focado e motivado independentemente das dificuldades.

Aos meus pais Oscar e Dalila, que sempre incentivaram meus estudos e ajudaram a me manter forte nos meus objetivos.

A minha noiva Cristiane e irmãs Emanuely e Isabelly por serem meus motivos para batalhar todos os dias.

Ao meu orientador, Carlos Evany Pinto por todo o incentivo, ajuda e motivação na orientação deste trabalho.

Aos professores Maria Regina Hidalgo de Oliveira Lindgren e Paulo Cesar Correa Lindgren por aceitarem compor a banca examinadora.

“Os únicos limites das nossas realizações de
amanhã são as nossas dúvidas e hesitações de
hoje.”
(FRANKLIN ROOSEVELT)

RESUMO

Hoje em dia todas as empresas estão focadas em otimização de custos, eficiência e trabalho com segurança. Um engenheiro tem como meta identificar problemas e solucionar os mesmos para se obter esses resultados. Esta pesquisa foi desenvolvida para justamente solucionar uma dificuldade durante uma operação de montagem de um equipamento onde os objetivos eram primeiramente trazer mais segurança para esta operação, secundamente trazer uma eficiência maior, e por último, mas não menos importante gerar uma economia para empresa. Este trabalho utilizou de uma metodologia aplicada, muito conhecida também como exploratória, e da metodologia de pesquisa-ação. A partir do embasamento teórico desta pesquisa somada a metodologia, foi possível calcular o torque que o sistema requer para execução desta atividade de montagem, através dos conceitos de roscas, vedações elastoméricas e atrito. Chegando a resultados esperados de custos para implementação, aplicações, disponibilidades de dispositivos, economia e segurança da operação obtida. Após toda análise dos resultados foi possível chegar à conclusão que se aplicado somente em uma planta não teria uma economia expressiva, mas se aplicado em todas plantas da empresa seria uma economia de grande potencial, porém em termos de segurança de operação os resultados demostram extrema importância para a implementação.

Palavras-chave: Torque. Segurança. Economia.

ABSTRACT

Today all companies are focused on cost savings, efficiency and safe work. An engineer aims to identify problems and solve them to achieve these results. This research was developed to precisely solve a difficulty during an equipment assembly operation where the objectives were first to bring more safety to the operation, second to bring greater efficiency, and last but not least to generate savings for the company. This research used an applied methodology, also known as exploratory, and the action research methodology. From the theoretical basis of this research plus the methodology, it was possible to calculate the torque that the system requires to perform this assembly activity, through the concepts of threads, elastomeric seals and friction. Obtaining expected cost results for implementation, applications, device availability, economy and safety of the operation. After all analysis of the results it was possible to conclude that if applied only in one plant it would not have a significant saving, but if applied in all plants of the company would be a great potential, but in terms of operating safety the results are extremely important for the implementation.

KEYWORDS: Torque. Safety. Saving.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Rosca padrão	18
Figura 2 - Modelos de roscas	22
Figura 3 - Rosca NPT	24
Figura 4 - Rosca NPTF	24
Figura 5 - Rosca BSPP	25
Figura 6 - Rosca BSPT	25
Figura 7 - Rosca quadrada	26
Figura 8 - Rosca ACME	27
Figura 9 - Rosca trapezoidal dente de serra	27
Figura 10 - Rosca trapezoidal métrica	28
Figura 11 - Rosca de várias entradas	28
Figura 12 - Rosca de rolamento de esferas para transmissão	29
Figura 13 - Ciclo do O-ring	32
Figura 14 - Características da rosca ACME	36
Figura 15 - Etapas para realização de uma metodologia científica	39
Figura 16 - Torque no equipamento	41
Figura 17 - Detalhe da peça fêmea	42
Figura 18 - Canais do O-ring na peça fêmea	43
Figura 19 - Desenho da peça macho	44
Figura 20 - Dispositivo rotativo para torque	46
Figura 21 - Dispositivo rotativo para torque (perspectiva)	47
Figura 22 - Dispositivo de adaptação	47
Figura 23 - Gráfico da força de atrito axial	48
Figura 24 - Gráfico do torque devido ao atrito tangencial	49
Figura 25 - Gráfico do torque para rosquear a capa de vedação	49
Figura 26 - Gráfico do torque total para desrosquear a capa de vedação	50

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Dimensões padronizadas de roscas (UNS)	20
Tabela 2 - Dimensões padronizadas de roscas (ISO).....	21
Tabela 3 - Coeficientes de atrito de combinações de materiais	34

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

UNS	United National Standard
ISO	International Standard Organization
UNC	Passo Grosso
UNF	Passo Fino
UNEF	Passo extrafino
UN	United National
NP	National Pipe
BSP	British Standard Pipe
NPT	National Pipe Thread
PVC	Policloreto de vinila
PTFE	Politetrafluoretileno
NPTF	National Pipe Thread Fine
BSPP	British Standard Pipe Parallel
BSPT	British Standard Pipe Taper
PSI	Pounds per Square Inch

LISTA DE SÍMBOLOS

d	Diâmetro nominal externo
p	Passo de rosca
dp	Diâmetro primitivo
dr	Diâmetro menor
Ra	Rugosidade
In	Polegada
α	Alfa (ângulo)

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Objetivo Geral	16
1.2 Objetivo específico	16
1.3 Delimitação do estudo	16
1.4 Relevância	16
1.5 Organização do trabalho	16
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1 Padronização de roscas	18
2.1.1 Passo grosso	19
2.1.2 Passo fino	19
2.1.3 Passo ultrafino	19
2.2 Nomenclatura de roscas	19
2.3 Tipos de rosca	22
2.3.1 Rosca em V	22
2.3.1.1 Rosca NPT	23
2.3.1.2 Rosca NPTF	24
2.3.1.3 Rosca BSPP	24
2.3.1.4 Rosca BSPT	25
2.3.2 Rosca quadrada	25
2.3.3 Rosca ACME.....	26
2.3.4 Rosca trapezoidal	27
2.3.5 Rosca de várias entradas	28
2.3.6 Rosca de rolamento de esferas para transmissão.....	29
2.4 Vedação elastomérica	29
2.4.1 Vantagens do O-ring	30
2.4.2 Limitações	30
2.4.3 Funcionamento	31
2.4.4 Características	32
2.5 Atrito	33
2.5.1 O efeito da rugosidade no atrito	34
2.5.2 O efeito da velocidade no atrito	35
2.5.3 Atrito de rolamento	35
2.5.4 O efeito de lubrificação no atrito	35
2.6 Torque	36
2.6.1 Cálculo do torque para rosca trapezoidal	36
3 METODOLOGIA	37
4 DESENVOLVIMENTO	40
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	48
6 CONCLUSÃO	52
REFERÊNCIAS	53

1 INTRODUÇÃO

Um engenheiro tem como objetivo identificar e solucionar problemas. Essa atribuição fez com que fosse aprimorado a sensibilidade para identificar estes problemas. Assim sendo, foi possível identificar um caso onde são necessários até quatro mecânicos montadores para realizar uma tarefa, exigindo muito esforço dos colaboradores. A montagem requer alto torque para ser realizada, mas não alta complexidade. O intuito deste trabalho é identificar todas as propriedades que afetam o torque para assim desenvolver um dispositivo rotativo que gere alto torque para facilitar a montagem do equipamento, com o objetivo de diminuir o esforço humano e aumentar a eficiência e a segurança da operação. Serão abordados tópicos que afetam o torque como o coeficiente de atrito, propriedades de rosca, propriedades de elastômeros e definições em geral.

Há diversas maneiras de se unir peças em um processo de montagem. Duas peças podem ser unidas através de uma solda, ou seja, acréscimo de material, ou por fixadores, como porcas e parafusos, ou até mesmo por rosca macho e fêmea nas próprias peças a se unirem. A união de peças é realizada em qualquer processo de montagem no mundo. É extremamente raro, se existente, um equipamento final que não passou por etapas de montagem onde se realizou união de partes. Existem inúmeras formas de se unir peças, dentro dos princípios citados anteriormente, e cada um é aplicada em um processo específico.

Muitos equipamentos trabalham sob efeitos de pressão constante ou variante, e as uniões realizadas, sujeitas a este meio, devem ter elementos de vedação. Vedação é o processo usado para impedir a passagem de líquidos, sólidos particulados e gases de um meio para outro de forma estática ou dinâmica. Os elementos de vedação podem ser classificados em juntas, anéis O-ring, anéis de metal, gaxetas e retentores.

Elementos de fixação e vedação são extremamente importantes e essenciais para uma montagem acontecer e para o equipamento final operar de forma correta e segura. A seguir iremos entrar mais a fundo nesses segmentos para melhor entendê-los, antes de aplicar no dispositivo a ser projetado.

1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste trabalho foi identificar todas as características que afetam o torque, com seu respectivo cálculo necessário em relação a um sistema e desenvolver um dispositivo para realizar a montagem do equipamento.

1.2 Objetivo específico

O objetivo específico desta pesquisa foi diminuir o esforço humano, para um trabalho mais seguro e aumentar a eficiência da operação de montagem.

1.3 Delimitação do estudo

Este trabalho será delimitado apenas a conceitos e características que afetam o torque, voltados para uma melhoria a ser realizada em um processo de montagem.

1.4 Relevância

Este trabalho em questão, tem grande relevância pois trata da essência de um engenheiro que é identificar e solucionar problemas, com o intuito de trazer benefícios para a empresa ou para a sociedade.

1.5 Organização do trabalho

Este trabalho está estruturado em seis capítulos:

No primeiro apresenta-se a introdução, contendo os objetivos geral e específico assim como a delimitação do tema, a relevância e a organização do trabalho.

No segundo capítulo é abordado a referência literária onde é localizado todo o embasamento teórico deste trabalho. Neste capítulo é abordado temas como roscas, vedações elastoméricas, atrito e torque para agrupar todas estas características.

No terceiro capítulo é explicado qual metodologia foi utilizado no desenvolvimento deste trabalho.

Na quarta parte é demonstrado todo o desenvolvimento do trabalho explicando as etapas de cálculo e solução para o problema.

Na quinta etapa do trabalho é mostrado os resultados do trabalho. Nesta etapa é possível identificar em tabelas todos os valores obtidos dos cálculos e os benefícios que este trabalho trará.

Na sexta e última etapa é concluído o trabalho explicando o impacto que ele pode gerar e quais as limitações. Também é demonstrado toda referência utilizada durante a execução deste trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Padronização de roscas

Antes de falar sobre a padronização em si, deve-se entender o que é uma rosca. A rosca é o elemento comum entre os fixadores. A rosca pode ter vários formatos, porém, para um melhor entendimento, Norton (2013) diz que a rosca é uma hélice, na qual parafuso avança sobre a porca ou material quando rotacionado. As roscas podem ser externas ou internas. Carvill (2003) diz que “uma rosca é feita cortando-se ou modelando-se um entalhe helicoidal, ou rosca, na superfície de uma barra cilíndrica ou em um furo circular.”

No início, as formas de roscas eram fabricadas de acordo com cada fabricante, porém, após a Segunda Guerra Mundial, foram padronizadas conforme a Unified National Standard ou UNS, entidades formadas por Inglaterra, Canadá e Estados Unidos (NORTON, 2013). Hoje em dia, o padrão europeu segue a ISO, portanto, não é intercambiável com as roscas UNS, porém tanto a ISO quanto a UNS utiliza um ângulo de 60° e definem o tamanho de rosca pelo diâmetro nominal externo “d”. A Figura 1 demonstra o passo de rosca “p” que é a distância entre as cristas das roscas, o diâmetro primitivo “ d_p ” e o diâmetro menor “ d_r ” que são definidos através do passo da rosca com razões pouco diferentes encontradas nas roscas UNS e ISO (NORTON, 2013).

Figura 1 - Rosca padrão

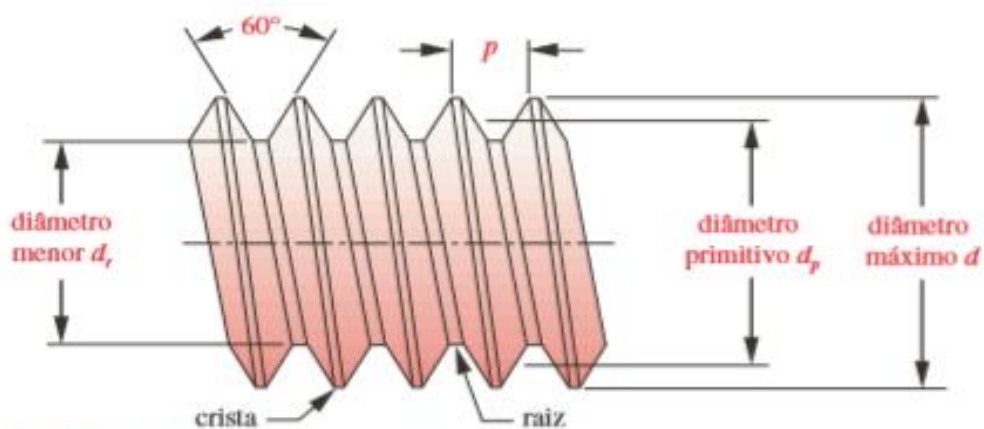


FIGURA 15-2

Formas de rosca-padrão Unified National e ISO.

Fonte: Norton (2013)

Deve-se sempre levar em consideração o quanto em distância uma rosca avançará axialmente com uma revolução da porca. Existem roscas simples com uma entrada e roscas de múltiplas entradas. O avanço de uma rosca simples é igual ao passo. Uma rosca dupla possui duas ranhuras paralelas fabricadas ao redor do diâmetro. Nesse caso, o avanço será o dobro do passo (NORTON, 2013).

Existem três padrões de passo de rosca adotado pela UNS, que são passo grosso (UNC), passo fino (UNF) e passo extrafino (UNEF) (NORTON, 2013).

2.1.1 Passo grosso

O passo grosso pode ser definido como:

A série grossa é a mais comum e é recomendada para aplicações comuns, especialmente onde se requerem repetidas inserções e remoções do parafuso ou onde o parafuso é rosqueado em um material mole. Essas roscas têm menos propensão a cruzar ou cortar o material mais mole com um objeto de inserção. (NORTON, 2013; Pg 862)

2.1.2 Passo fino

Norton (2013) diz que roscas finas são mais resistentes ao afrouxamento decorrente de vibrações que as roscas grossas por causa do seu menor ângulo de hélice e, portanto, são utilizadas em automóveis, aviões e outras aplicações submetidas a vibrações.

2.1.3 Passo ultrafino

Segundo Norton (2013) “as roscas da série ultrafina são utilizadas onde a espessura de parede é limitada e suas roscas pequenas são uma vantagem.”

2.2 Nomenclatura de roscas

Antes de se denominar o nome para as roscas, temos que classificá-las. Norton (2013) cita que a ISO e a UNS definem intervalos de tolerância para roscas. A UNS define três tipos de classes, chamadas 1, 2 e 3. Ainda segundo Norton (2013) “uma rosca é especificada por um código que define a sua série, diâmetro, passo e classe

de ajuste.” Ainda segundo Norton (2013), para diferenciar roscas internas das roscas externas é utilizado a letra A para externas e B para internas. Em casos específicos quando é necessária uma rosca de mão esquerda, é adicionado as letras LH à especificação.

A seguir tem a Tabela 1 e Tabela 2 que mostram as medidas em polegada e em milímetros de roscas padronizadas.

Tabela 1 - Dimensões padronizadas de roscas (UNS)

Tabela 15-1 Principais dimensões de roscas de parafusos UNS
 Dados calculados a partir das Equações 15.1 – Ver a Referência 3 para mais informações

Tamanho	Roscas grossas – UNC				Roscas finas – UNF		
	Diâmetro maior d (in)	Roscas por polegada	Diâmetro menor d_1 (in)	Área sob tração A_t (in ²)	Roscas por polegada	Diâmetro menor d_1 (in)	Área sob tração A_t (in ²)
0	0,0600	–	–	–	80	0,0438	0,0018
1	0,0730	64	0,0527	0,0026	72	0,0550	0,0028
2	0,0860	56	0,0628	0,0037	64	0,0657	0,0039
3	0,0990	48	0,0719	0,0049	56	0,0758	0,0052
4	0,1120	40	0,0795	0,0060	48	0,0849	0,0066
5	0,1250	40	0,0925	0,0080	44	0,0955	0,0083
6	0,1380	32	0,0974	0,0091	40	0,1055	0,0101
8	0,1640	32	0,1234	0,0140	36	0,1279	0,0147
10	0,1900	24	0,1359	0,0175	32	0,1494	0,0200
12	0,2160	24	0,1619	0,0242	28	0,1696	0,0258
1/4	0,2500	20	0,1850	0,0318	28	0,2036	0,0364
5/16	0,3125	18	0,2403	0,0524	24	0,2584	0,0581
3/8	0,3750	16	0,2938	0,0775	24	0,3209	0,0878
7/16	0,4375	14	0,3447	0,1063	20	0,3725	0,1187
1/2	0,5000	13	0,4001	0,1419	20	0,4350	0,1600
9/16	0,5625	12	0,4542	0,1819	18	0,4903	0,2030
5/8	0,6250	11	0,5069	0,2260	18	0,5528	0,2560
3/4	0,7500	10	0,6201	0,3345	16	0,6688	0,3730
7/8	0,8750	9	0,7307	0,4617	14	0,7822	0,5095
1	1,0000	8	0,8376	0,6057	2	0,8917	0,6630
1 1/8	1,1250	7	0,9394	0,7633	12	1,0167	0,8557
1 1/4	1,2500	7	1,0644	0,9691	12	1,1417	1,0729
1 3/8	1,3750	6	1,1585	1,1549	12	1,2667	1,3147
1 1/2	1,5000	6	1,2835	1,4053	12	1,3917	1,5810
1 3/4	1,7500	5	1,4902	1,8995			
2	2,0000	4,5	1,7113	2,4982			
2 1/4	2,2500	4,5	1,9613	3,2477			
2 1/2	2,5000	4	2,1752	3,9988			
2 3/4	2,7500	4	2,4252	4,9340			
3	3,0000	4	2,6752	5,9674			
3 1/4	3,2500	4	2,9252	7,0989			
3 1/2	3,5000	4	3,1752	8,3286			
3 3/4	3,7500	4	3,4252	9,6565			
4	4,0000	4	3,6752	11,0826			

Fonte: Norton (2013)

Tabela 2 - Dimensões padronizadas de roscas (ISO)

Tabela 15-2 Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO

Dados calculados a partir das Equações 15.1 – Ver a Referência 4 para mais informações

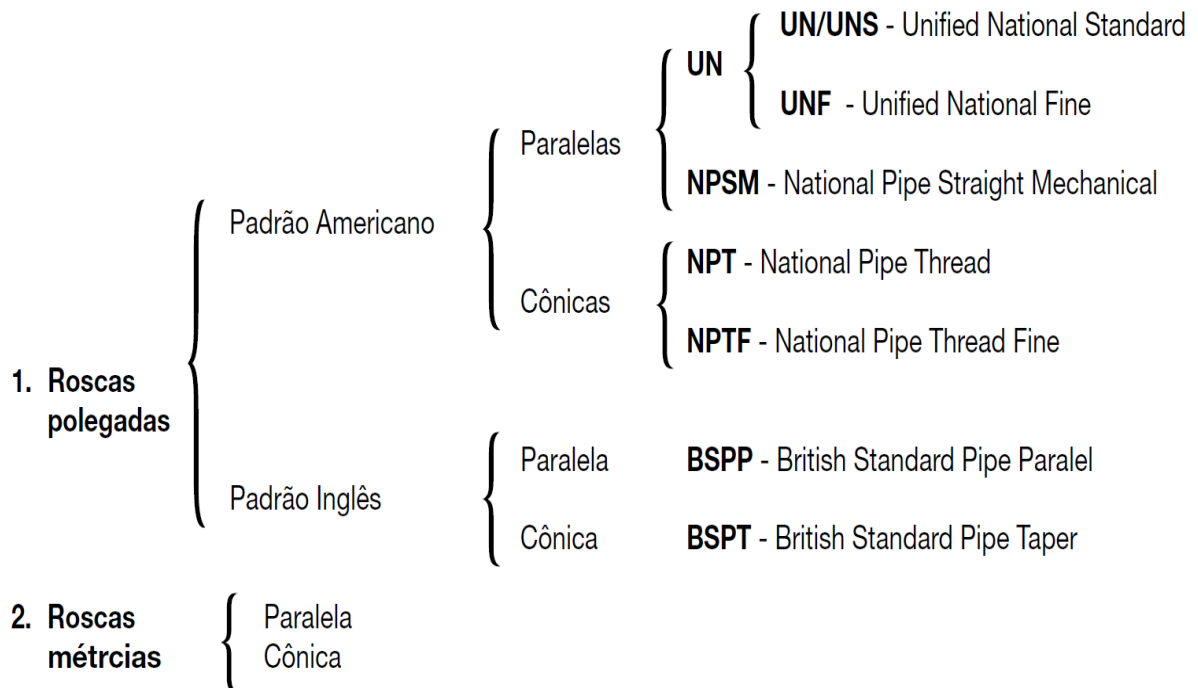
Diâmetro maior d (in)	Roscas grossas			Roscas finas		
	Passo p mm	Diâmetro menor d_1 (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)	Passo p mm	Diâmetro menor d_1 (mm)	Área sob tração A_t (mm ²)
3,0	0,50	2,39	5,03			
3,5	0,60	2,76	6,78			
4,0	0,70	3,14	8,78			
5,0	0,80	4,02	14,18			
6,0	1,00	4,77	20,12			
7,0	1,00	5,77	28,86			
8,0	1,25	6,47	36,61	1,00	6,77	39,17
10,0	1,50	8,16	57,99	1,25	8,47	61,20
12,0	1,75	9,85	84,27	1,25	10,47	92,07
14,0	2,00	11,55	115,44	1,50	12,16	124,55
16,0	2,00	13,55	156,67	1,50	14,16	167,25
18,0	2,50	14,93	192,47	1,50	16,16	216,23
20,0	2,50	16,93	244,79	1,50	18,16	271,50
22,0	2,50	18,93	303,40	1,50	20,16	333,06
24,0	3,00	20,32	352,50	2,00	21,55	384,42
27,0	3,00	23,32	459,41	2,00	24,55	495,74
30,0	3,50	25,71	560,59	2,00	27,55	621,20
33,0	3,50	28,71	693,55	2,00	30,55	760,80
36,0	4,00	31,09	816,72	3,00	32,32	864,94
39,0	4,00	34,09	975,75	3,00	35,32	1028,39

Fonte: Norton (2013)

2.3 Tipos de rosca

Conforme a Figura 2 podemos ver que as roscas são divididas em alguns modelos que são subdivididos em padronização inglesa e padronização americana. Anteriormente entramos mais a fundo no modelo UN do padrão americano e no modelo métrico. Próximo, será abordado os modelos NP's da rosca padronizada americana, as BSP's do padrão inglês, rosca quadrada, rosca em V, rosca acme, rosca trapezoidal, rosca de várias entradas e rosca de rolamento de esferas para transmissão.

Figura 2 - Modelos de roscas



Fonte: Solidprize (2010)

2.3.1 Rosca em V

A rosca em V é a mais conhecida e usada mundialmente. Ela tem aplicação mais simples e é usado em casos menos exigentes. A rosca em V é usada quase exclusivamente em parafusos, prisioneiros e porcas de aplicações cotidianas. Ela pode ser de direita ou esquerda, dependendo da necessidade do projeto e pode ser realizada em diâmetros internos ou externos. (Carvill - 2003)

Carvill (2003) diz que:

Uma rosca em V tem a forma de um triângulo isósceles com vértices e fundos aplainados ou arredondados. As principais dimensões são: passo (distâncias entre filetes adjacentes), diâmetros externos (de rosca) e internos (de núcleo ou fundo), ângulo de filete e área da seção transversal do núcleo. (CARVILL, 2003, Pg 41.)

Os principais tipos de rosca V são (Carvill – 2003):

- a) Whitworth 55° (BSW);
- b) British Standard Fine 55° (BSF);
- c) British association 47,5° (BA);
- d) Métrica 60° (ISO);
- e) Unificadas 60° (UNC-UNF);
- f) NPT.

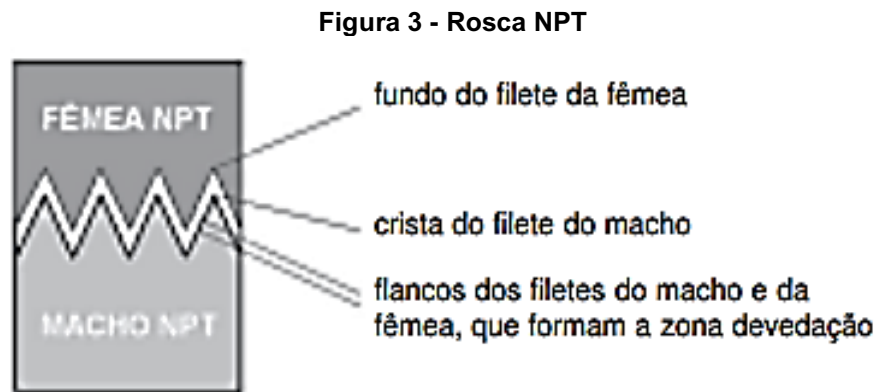
2.3.1.1 Rosca NPT

A empresa CRV Industrial (2019) cita que a rosca NPT é um tipo de rosca para vedação para sistemas de pressão. A CRV ainda explica que a rosca NPT é “cônica, desenvolvida para funcionar segundo o ‘princípio de arredondamento. Ou seja, conforme a rosca NPT macho entra na conexão NPT fêmea, seu diâmetro vai ficando gradativamente maior até realizar o travamento e a completa vedação”.

A CRV (2019) cita que roscas NPT podem ser fabricadas em diversos tipos de materiais, como por exemplo:

- a) Cobre;
- b) Alumínio;
- c) PVC;
- d) Nylon;
- e) PTFE;
- f) Ferro fundido;
- g) Bronze.

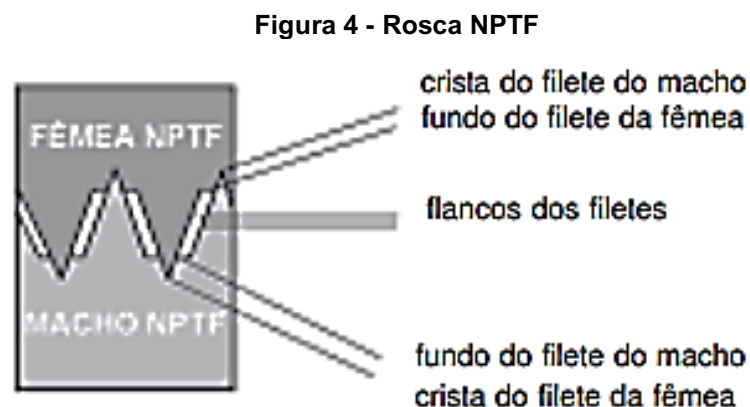
A Figura 3 demonstra o perfil da rosca NPT:



Fonte: Catálogo Roscas e Sedes – Dynar Automação Industrial

2.3.1.2 Rosca NPTF

Segundo o catálogo de roscas e sedes da Dynar Automação Industrial pode-se definir que a rosca NPTF tem a mesma característica da NPT, é uma rosca V também, porém o fundo do filete é truncado. A crista da rosca continua sendo em V, portanto a vedação é feita através do contato da crista da rosca com a, agora, fundo truncado da rosca. A Figura 4 demonstra o funcionamento da rosca NPTF.

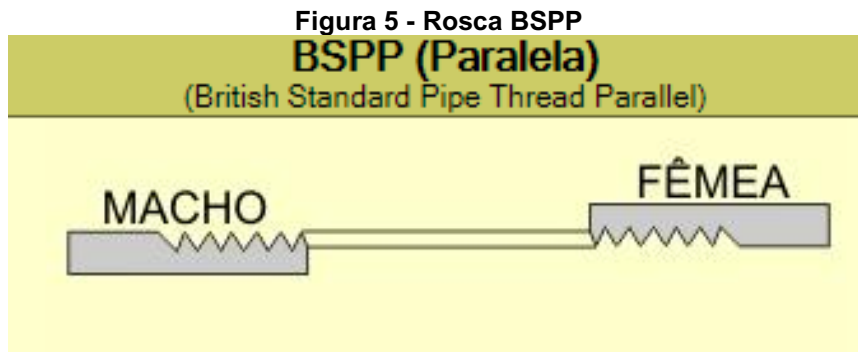


Fonte: Catálogo Roscas e Sedes – Dynar Automação Industrial

2.3.1.3 Rosca BSPP

Segundo o manual técnico de bolso da Roncoli a rosca BSPP é a vedação que é realizada por elementos vedantes ou em canais no final da rosca ou no cone de 60°.

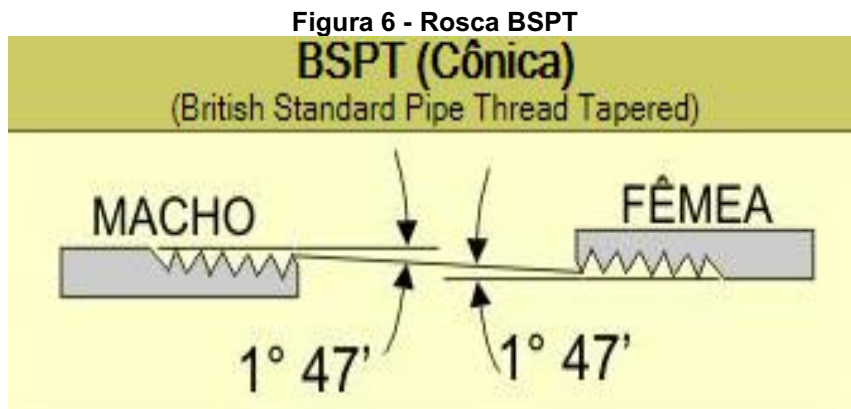
Esses elementos vedantes podem ser considerados: anel O-ring, arruela ED, junta de cobre, entre vários outros. A rosca BSPP é paralela conforme a Figura 5.



Fonte: Valaço (2008)

2.3.1.4 Rosca BSPT

Segundo o manual técnico de bolso da Roncoli a rosca BSPT é a vedação que é realizada pela própria rosca ou no assento de 60° do cone. A rosca BSPT é similar a NPT conforme ilustrado na Figura 6, porém, tem um ângulo de rosca diferente.



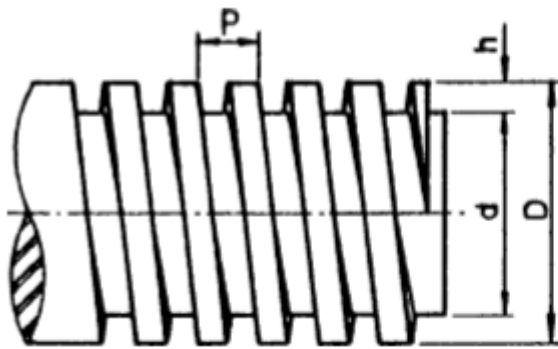
Fonte: Valaço (2008)

2.3.2 Rosca quadrada

Segundo Carvill (2003): “a rosca quadrada é mecanicamente forte, sendo utilizada principalmente para transmissão de potência. Não há força radial na porca e o atrito é baixo”. Ela é considerada para uma transmissão de potência umas das

melhores, porém devido a sua difícil usinagem, não é aplicada em grande escala. Pode-se observar o formato e algumas fórmulas para projetar a rosca na Figura 7.

Figura 7 - Rosca quadrada



$$\text{folga} = 0,05h$$

$$h = 0,5P$$

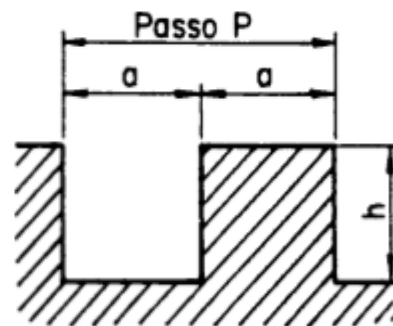
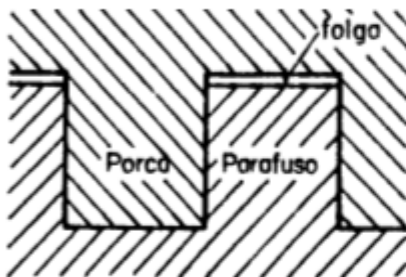
$$a = 0,5P$$

$$P(\text{métrico}) = 0,2D$$

Designação:

Quadrada Ø maior x passo

Exemplo: Quadrada 50 x 4



Fonte: Lordes e Horta (1996)

2.3.3 Rosca ACME

A rosca acme é, segundo Carvill (2003): “Utilizada para transmissão de potência, é uma rosca trapezoidal de maior resistência na raiz e mais fácil de cortar que a rosca quadrada. Algumas vezes é utilizada para a rosca de avanço de tornos”. A rosca stub ACME é considerada uma rosca trapezoidal e é muito utilizada em casos

de sistemas de transmissão de potências (CARVILL, 2003). A Figura 8 demonstra a rosca ACME e suas fórmulas.

Figura 8 - Rosca ACME

Rosca trapezoidal americana "Acme"

$$\alpha = 29^\circ$$

$$h_1 = 0,5 \cdot P + 0,254$$

$$h_1 = h$$

$$c = 0,3707 \cdot P$$

$$f = 0,3707 \cdot P - 0,132$$

$$d_1 = d - 2h$$

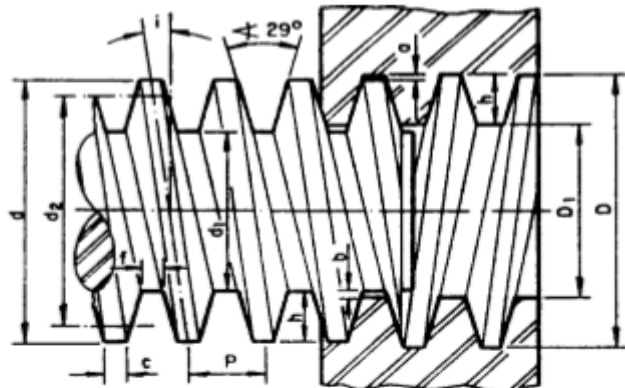
$$d_2 = d - \frac{P}{2}$$

$$D = d + 0,508$$

$$D_1 = d - P$$

$$\operatorname{tg} i = \frac{P}{\pi \cdot D_2}$$

Exemplo: 1 1/8" x 5



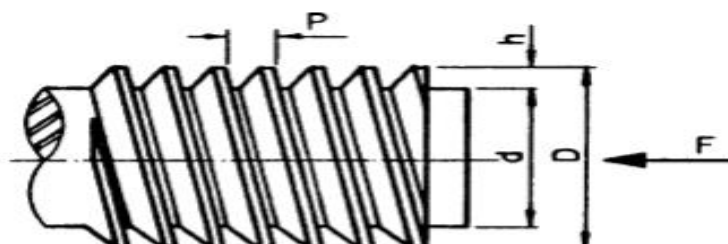
Fonte: Lordes e Horta (1996)

2.3.4 Rosca trapezoidal

Carvill (2003) diz que a rosca trapezoidal é: "Utilizada para Transmissão de potência, combina as vantagens das roscas quadradas e ACME. A carga deve ser aplicada somente em um sentido, ou seja, na superfície vertical". As Figuras 9 e 10 demonstram dois tipos de roscas trapezoidais que são muito utilizados no ramo industrial.

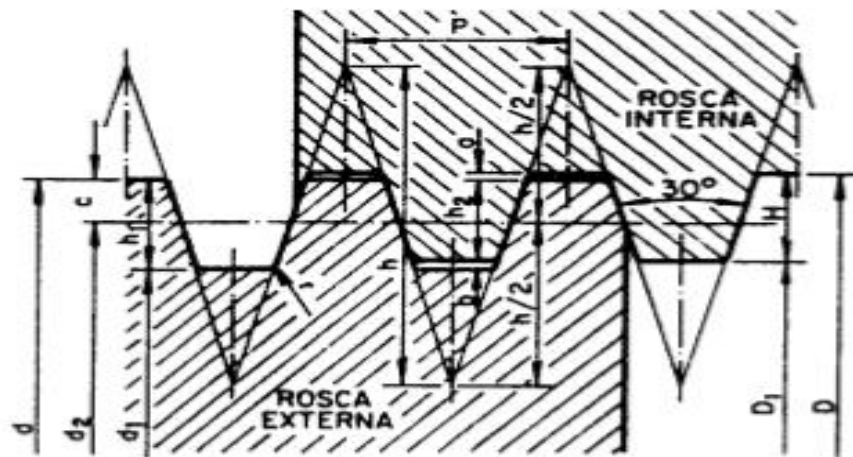
Figura 9 - Rosca trapezoidal dente de serra

Rosca dente de serra



Fonte: Lordes e Horta (1996)

Figura 10 - Rosca trapezoidal métrica



Fonte: Lordes e Horta (1996)

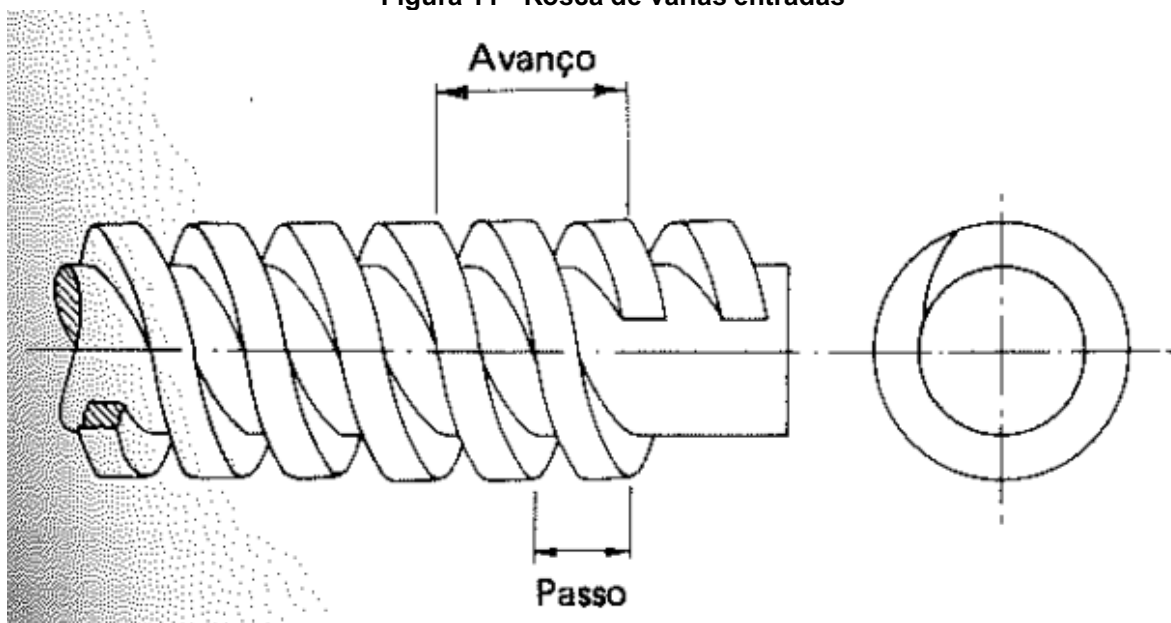
2.3.5 Rosca de várias entradas

J. Carvill (2003) diz que:

Para obter um passo mais largo sem aumentar o comprimento da rosca e reduzir a resistência, duas ou mais roscas podem ser cortadas no mesmo parafuso lado a lado. A porca avança n vezes por passo, onde n é o número de entradas de roscas em cada revolução. (CARVILL, 2003, Pg 43.).

A Figura 11 ilustra uma rosca de várias entradas:

Figura 11 - Rosca de várias entradas



Fonte: Carvill (2003)

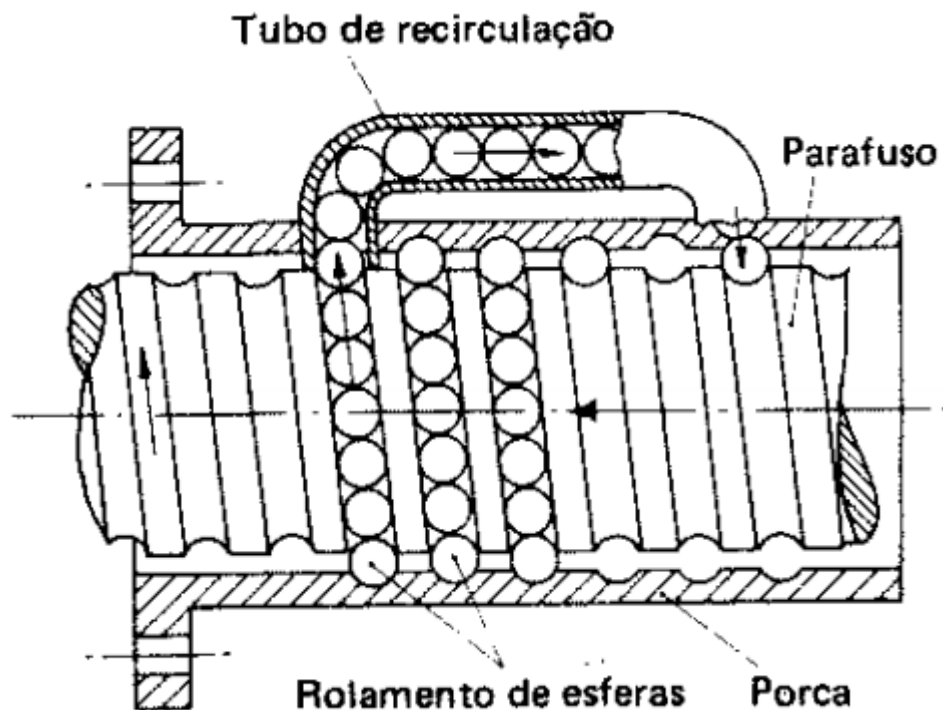
2.3.6 Rosca de rolamento de esferas para transmissão

Segundo Carvill (2003):

Esta é uma rosca de transmissão, de atrito extremamente baixo em que o parafuso e a porca têm filetes opostos, em duto circular, para conter rolamentos de esferas situados entre eles. A potência é transmitida entre o parafuso e a porca através dos rolamentos de esferas, que circulam continuamente através de um tubo ligado à parte externa da porca. (CARVILL, 2003, página 44.).

A Figura 12 ilustra uma rosca de rolamento de esferas para transmissão de potência:

Figura 12 - Rosca de rolamento de esferas para transmissão



Fonte: Carvill (2003)

2.4 Vedação elastomérica

Segundo o manual da fabricante Parker (2007), uma vedação elastomérica é usada para prevenir a perda de um fluido ou gás. Vedação elastomérica é mais conhecida como O-ring ou anel elástico no mundo industrial e é extremamente importante para qualquer sistema que trabalha sobre pressão. A Parker (2007) ainda cita que um O-ring geralmente tem um formato circular ou ovalizado. Um O-ring é feito de PTFE e materiais termoplásticos, e muitas vezes é combinado com metais, para compor o O-ring. A utilização do metal dentro do anel elástico é para acrescentar

propriedades específicas. Os O-rings tem várias aplicações, que serão exploradas neste trabalho.

2.4.1 Vantagens do O-ring

O O-ring pode ser utilizado em inúmeras situações e isso torna sua utilização muito vantajosa. O manual de O-rings da Parker (2007) cita as seguintes vantagens:

- Facilidade na montagem e no serviço, e não necessita de reaperto após montagem;
- Não requer torque crítico quando apertado, conseqüentemente não há riscos de danos estruturais;
- Tem baixo peso e requerem pequeno espaço físico;
- Na maioria dos casos, pode-se reutilizar as vedações elastoméricas;
- Sobre aplicação correta o O-ring tem duração que corresponde ao tempo normal de envelhecimento do material do O-ring;
- Falhas na vedação, quando utilizado um o-oring, normalmente, são fáceis de identificar e tratar;
- Um O-ring não sofre ou falha devido mudança de fator de compressão, desde que não ultrapasse os limites estabelecidos. O O-ring absorve as mudanças nas superfícies do sistema que ele está vedando;
- Tem um custo benefício muito bom.

(PARKER HANNIFIN CORPORATION, 2007, Pg 1-2)

2.4.2 Limitações

É de conhecimento de todos que trabalham com vedações elastoméricas, que a vedação soluciona muitos problemas, porém não existe um equipamento perfeito para todas as situações. E o O-ring também não atende todas situações, apesar de atender a várias. As principais limitações de um O-ring, segundo o manual da fabricante Parker (2007), se aplica as seguintes situações:

- a) Alta temperatura;
- b) Alta velocidades de deslocamento;
- c) Folgas em grandes eixos;
- d) Rotações maiores que 1500 pés por minuto (em contato);
- e) Meio incompatível para material elastomérico;
- f) Superfície inadequada;
- g) Pórticos cilíndricos onde o selo deve passar por cima.

Segundo o manual da Parker (2007), atualmente, através de novas tecnologias relacionadas a materiais, consegue melhorar as propriedades do material do O-ring para que ele atenda a requisitos específicos, citados anteriormente, para que o selo prolongue a sua vida útil até em meios ou situações críticas.

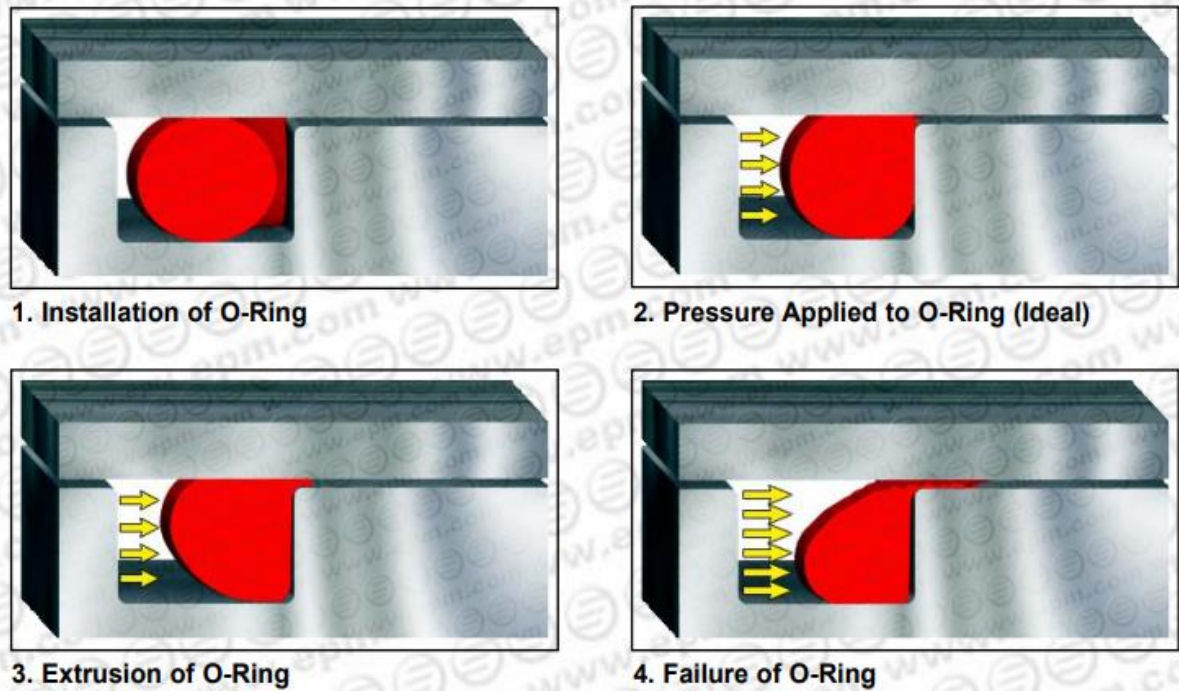
2.4.3 Funcionamento

Segundo o manual da Parker (2007), a vedação realizada pelo O-ring é devido a dois fatores ou a soma dos dois. Eles citam que um dos fatores é quando um fluido hidráulico ou um gás é forçado contra o O-ring causando uma deformação no mesmo, com consequência ele cobrirá todos os espaços e fechará as passagens e o segundo fator é através de uma pressão mecânica no O-ring através de uma estrutura que o envolve, ou mesmo, pode ser a soma de ambos fatores que causarão uma vedação também.

A Figura 13 ilustra quatro etapas do ciclo de vida de um O-ring. Podemos relacionar essa figura a seguinte afirmação do manual da Parker (2007):

A primeira etapa é a instalação de um O-ring, antes da aplicação da pressão. Pode-se verificar que durante esta instalação é aplicado o fator de vedação por uma pressão mecânica, onde o selo espremido entre as duas paredes metálicas, fazendo com que o selo se deforme e tome todos os espaços. A segunda etapa ilustra a aplicação de pressão contra a vedação. A vedação foi comprimida contra a passagem para bloquear a passagem do fluido para fora da câmara. Através dessa compressão aplicada pelo fluido, somada a vedação por pressão mecânica, faz com que o O-ring tenha mais área de contato, conseqüentemente vedando mais na superfície metálica. A terceira etapa cita uma pressurização maior na face da vedação, onde ela se deforma mais e adentra a fenda, porém, não causado nenhum vazamento. Essa pressão ainda é suficiente para a vedação e a deformação é normal e voltará ao normal, portanto não se deve ultrapassar esse limite. A quarta e última etapa ocorre quando a aplicação de pressão aumenta ao ponto em que a vedação não suporta e cede. Pode-se observar a vedação extrudando e a partir deste ponto a vedação está danificada e não servirá mais seu propósito.

Figura 13 - Ciclo do O-ring

O-Ring Life Cycle

Fonte: The Seal's Man Handbook – EPM, Inc. – 2004

2.4.4 Características

O manual da fabricante Parker (2007) diz que as características de um O-ring são as seguintes:

- As vedações podem ser perfeitamente estanque para casos de sistemas estáticos para pressões de até 5000 psi. A pressão pode ser constante ou variável;
- Os selos podem ser feitos para selar satisfatoriamente em sistemas alternativos a qualquer pressão de fluido de até 5000 psi. Os O-rings podem ser usados entre membros rotativos com resultados semelhantes, mas em todos os casos a velocidade de fricção da superfície deve ser mantida baixa;
- Um único O-ring irá vedar com a pressão aplicada alternadamente de um lado e depois no outro, mas em casos de severos carregamentos ou utilização em condições desfavorável, a vida útil do selo pode diminuir. Selos podem ser montados em séries como uma medida de proteção, mas o primeiro selo exposto irá receber toda a carga;

- d) Os O-rings devem ser comprimidos radialmente entre o inferior do canal do selo e a face do cilindro para uma vedação correta;
- e) A principal causa de falhas nas vedações submetidas a altas pressões, tanto em sistemas estáticos quanto em sistemas dinâmicos, é a extrusão do material de selo dentro da folga do pistão-cilindro. Os fatores principais que afetam a extrusão são pressão do fluido, dureza do selo e a folga do pistão-cilindro;
- f) Selos dinâmicos podem falhar por abrasão contra a face do cilindro ou pistão. Portanto, as faces em contato devem ser polidas para uma longa vida útil do selo. Selos em movimento que passam por pórticos ou superfícies irregulares enquanto sob pressão são rapidamente cisalhados ou desgastados até a falha;
- g) O formato do canal do selo não é importante enquanto ainda conseguir gerar a compressão devida entre o inferior do canal e a face do cilindro;
- h) O selo pode ser montado em um canal usinado na face do cilindro ao invés da face do pistão sem nenhuma mudança nas limitações de design ou performance do selo;
- i) Atrito de O-rings em movimento depende primeiramente na compressão, pressão do fluido e a área de vedação, exposta a pressão, projetada. Os efeitos dos materiais, superfícies, fluidos e velocidades de movimento são normalmente de importância secundária.

2.5 Atrito

O atrito é extremamente relevante para qualquer cálculo na mecânica. Segundo Avallone e Baumeister III (1995):

Atrito é a resistência que é encontrada quando duas superfícies sólidas deslizam ou tendem a deslizarem entre elas. As superfícies podem estar secas ou lubrificadas. No primeiro caso, quando as superfícies estão livres de fluidos contaminantes, ou camadas de fluidos, a resistência é chamada de atrito seco. Quando as superfícies deslizantes são separadas por uma leve camada de lubrificante, a resistência é chamada de atrito lubrificado. (Apud Vittorio Castelli, 1995, Pg 3-20)

A seguir na Tabela 3 é possível ver vários coeficientes de atrito com diversas combinações de materiais.

Tabela 3 - Coeficientes de atrito de combinações de materiais

Material 1	Material 2	Estático		Dinâmico	
		Seco	Lubrificado	Seco	Lubrificado
aço doce	aço doce	0,74		0,57	0,09
aço doce	ferro fundido		0,183	0,23	0,133
aço doce	alumínio	0,61		0,47	
aço doce	latão	0,51		0,44	
aço duro	aço duro	0,78	0,11–0,23	0,42	0,03–0,19
aço duro	metal branco (<i>babbitt</i>)	0,42–0,70	0,08–0,25	0,34	0,06–0,16
Teflon	Teflon	0,04			0,04
aço	Teflon	0,04			0,04
ferro fundido	ferro fundido	1,10		0,15	0,07
ferro fundido	bronze			0,22	0,077
alumínio	alumínio	1,05		1,4	

Fonte: Norton (2013)

2.5.1 O efeito da rugosidade no atrito

É esperado que a rugosidade em uma superfície tenha grande influência sobre o coeficiente de atrito entre dois componentes, porém, Norton (2013), em seu livro Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, cita que:

Experimentos, contudo, mostram apenas uma fraca correlação. Com acabamentos superficiais extremamente finos, correspondentes a uma faixa de R_a inferior a 10×10^{-6} in, o coeficiente de atrito realmente aumenta até um fator próximo de 2, devido a um aumento na área real de contato. Com acabamentos muito grosseiros, correspondentes a R_a acima de 50×10^{-6} in, coeficiente de atrito também aumenta levemente devido à energia necessária para suplantarmos interferências entre asperezas (sulcamento), bem como para cisalhar as ligações adesivas formadas durante o escorregamento. (Norton, 2013, Pg 425)

2.5.2 O efeito da velocidade no atrito

Segundo Norton (2013), o atrito cinético é modelado como sendo independente da velocidade de escorregamento, porém quando se tem uma descontinuidade com velocidade de escorregamento igual a zero, o coeficiente de atrito estático medido é maior. Robert ainda diz que com o aumento da velocidade é possível notar uma queda contínua e não linear do coeficiente de atrito. Em seu livro, Projeto de máquinas: uma abordagem integrada, Norton (2013) diz que “Acredita-se que esse fenômeno ocorra porque a maior temperatura na interface resultante das altas velocidades reduz o limite de resistência ao cisalhamento do material.”

2.5.3 Atrito de rolamento

Norton (2013) diz em seu livro Projeto de máquinas: uma abordagem integrada que:

Quando uma peça rola sobre outra sem nenhum escorregamento, o coeficiente de atrito é bem mais baixo, na faixa de $5E-3$ a $5E-5$. A força de atrito irá variar em função de uma potência qualquer da carga (de 1,2 a 2,4) e como o inverso do raio de curvatura dos elementos rolantes. A rugosidade superficial tem, sim, um efeito sobre o atrito de rolamento, e a maior parte das peças com esse tipo de junção recebe acabamento por retificação para minimizar sua rugosidade. (Norton, 2013, Pg 425)

2.5.4 O efeito de lubrificação no atrito

Segundo Norton (2013) a utilização de lubrificantes nas interfaces que ocorre o deslizamento, traz vários benefícios em relação ao coeficiente de atrito. Ele continua ao dizer que lubrificantes podem ser líquidos ou sólidos, porém ambos devem trazer propriedades de baixa resistência ao cisalhamento e alta resistência à compressão. Norton (2013) continua dizendo que um lubrificante líquido deve ser incompressível nos níveis de tensão de compressão, mas em contrapartida, cisalha facilmente. Em seu livro Norton (2013) diz que:

Os lubrificantes também agem como contaminantes nas superfícies dos metais e os cobrem com uma camada simples de moléculas que inibem a adesão, até mesmo entre metais compatíveis. Muitos óleos lubrificantes comerciais recebem a mistura de vários aditivos que reagem com os metais para formar uma monocamada de contaminantes. (Norton, 2013, Pg 426)

Norton (2013) ainda informa em seu livro que “Os lubrificantes, especialmente os líquidos, também servem para retirar calor da interface. Temperaturas mais baixas reduzem as interações de superfície e o desgaste”.

2.6 Torque

Todos os temas citados anteriormente são essenciais para definição e cálculo do torque. O tipo de rosca e suas características, contato com uma vedação elastomérica e o coeficiente de atrito são componentes do cálculo para obtenção do torque necessário no sistema. A seguir será introduzido as fórmulas para calcular o torque para este projeto.

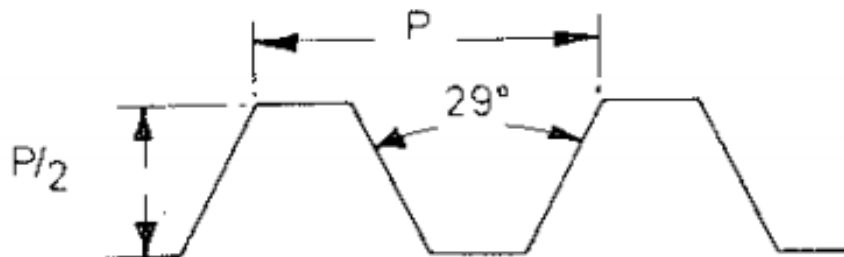
2.6.1 Cálculo do torque para rosca trapezoidal

O perfil da rosca influencia diretamente no cálculo do torque. Segundo Bovo (2006) em sua apostila Sistemas Mecânicos:

A carga normal é inclinada com relação ao eixo do parafuso, devido ao ângulo da rosca 2α . O efeito desse ângulo é aumentar a força de atrito devido a ação da cunha dos filetes, portanto, os termos que contém atrito devem ser divididos pelo $\cos \alpha$. (Bovo, 2006, Pg 135)

Na Figura 14 é possível entender o que foi dito anteriormente e logo em sequência estão as fórmulas para levantar e abaixar uma carga utilizando a uma rosca de potência ACME.

Figura 14 - Características da rosca ACME



Fonte: Carvill (2003)

A Equação 1 é referente ao cálculo do torque para levantar uma carga com rosca ACME e foi retirado da Apostila Sistemas Mecânicos – UNITAU. (BOVO, 2006).

$$Mt = \frac{(F \times d_2)}{2} \times \left(\frac{l + \frac{\mu \times \pi \times d_2}{\cos \alpha}}{\pi \times d_2 - \frac{\mu \times l}{\cos \alpha}} \right) \quad (1)$$

A Equação 2 é referente ao cálculo do torque para abaixar uma carga com rosca ACME e foi retirado da Apostila Sistemas Mecânicos – UNITAU. (BOVO, 2006)

$$Mt = \frac{(F \times d_2)}{2} \times \left(\frac{\frac{\mu \times \pi \times d_2 - l}{\cos \alpha}}{\frac{\mu \times l}{\cos \alpha} + \pi \times d_2} \right) \quad (2)$$

3 METODOLOGIA

Segundo Marconi e Lakatos (2003), em seu livro Fundamentos de Metodologia Científica, diz que “o método científico é a teoria da investigação”. Elas afirmam que atualmente não se busca as causas absolutas ou natureza íntima e sim compreender

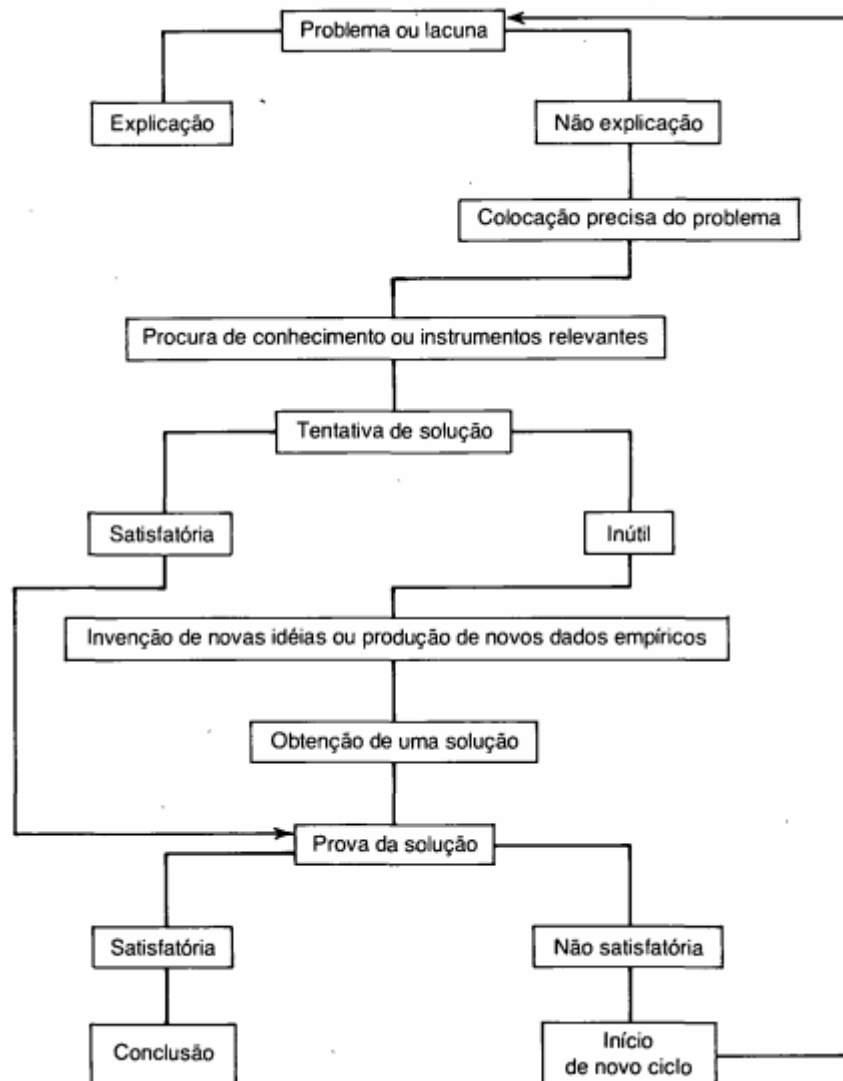
as similaridades e relações entre elas. Só através do cumprimento das seguintes etapas, é possível alcançar os objetivos de maneira científica (MARCONI; LAKATOS, 2003).

- a) Descobrimto do problema ou lacuna num conjunto de conhecimentos. Se o problema não estiver enunciado com clareza, passa-se à etapa seguinte; se o estiver, passa-se à subsequente;
- b) Colocação precisa do problema, ou ainda a recolocação de um velho problema, à luz de novos conhecimentos (empíricos ou teóricos, substantivos ou metodológicos);
- c) Procura de conhecimentos ou instrumentos relevantes ao problema (por exemplo, dados empíricos, teorias, aparelhos de medição, técnicas de cálculo ou de medição). Ou seja, exame do conhecido para tentar resolver o problema;
- d) Tentativa de solução do problema com auxílio dos meios identificados. Se a tentativa resultar inútil, passa-se para a etapa seguinte; em caso contrário, à subsequente;
- e) Invenção de novas ideias (hipóteses, teorias ou técnicas) ou produção de novos dados empíricos que prometam resolver o problema;
- f) Obtenção de uma solução (exata ou aproximada) do problema com auxílio do instrumental conceitual ou empírico;
- g) Investigação das consequências da solução obtida. Em se tratando de uma teoria, é a busca de prognósticos que possam ser feitos com seu auxílio. Em se tratando de novos dados, é o exame das consequências que possam ter para as teorias relevantes;
- h) Prova (comprovação) da solução: confronto da solução com a totalidade das teorias e da informação empírica pertinente. Se o resultado é satisfatório, a pesquisa é dada como concluída, até novo aviso. Do contrário, passa-se para a etapa seguinte;
- i) Correção das hipóteses, teorias, procedimentos ou dados empregados na obtenção da solução incorreta. Esse é, naturalmente, o começo de um novo ciclo de investigação.

(Bunge apud; 1980; Pg 25)

Segundo Marconi e Lakatos (2003), pode-se demonstrar as etapas de uma forma esquemática, como a Figura 15 a seguir:

Figura 15 - Etapas para realização de uma metodologia científica



Fonte: Marconi e Lakatos 2003.

Quando foi identificada uma situação difícil na montagem de um conjunto específico, sabia-se que era necessária uma mudança para melhorar a condição de trabalho. Através de uma pesquisa aplicada ou exploratória, a qual visa produzir um conhecimento que possa ser efetivamente aplicado na realidade, foi possível buscar dados e entender todos os fatores que podem afetar o torque no sistema estudado. A partir deste ponto foi possível através de uma pesquisa-ação, calcular o torque real aproximado do sistema e desenvolver uma solução, com o objetivo de melhorar a condição de trabalho, tempo e energia gasta, ou seja, a eficiência, e a segurança do processo.

Segundo Gil (2002) uma pesquisa exploratória:

Têm como objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema, com vista a torná-lo mais explícito ou a construir hipóteses. Pode-se dizer que estas pesquisas têm como objetivo principal o aprimoramento de ideias ou a descoberta de instituições. (Gil; 2002; Pg 41)

Gil (2002) ainda explica que o planejamento de uma pesquisa exploratória tem um planejamento flexível onde pode-se considerar os mais variados aspectos em relação ao fato observado e estudado.

Pesquisa-ação segundo Gil (2002),

Um tipo de pesquisa com base empírica que é concebida e realizada em estreita associação com uma ação ou com a resolução de um problema coletivo e no qual os pesquisadores e participantes representativos da situação ou do problema estão envolvidos de modo cooperativo ou participativo. (Thiollent apud, 1985: Pg 14)

Gil (2002) ainda acrescenta em seu livro que a pesquisa-ação tem sido muito debatida devido ao envolvimento ativo do pesquisador e a ação de pessoas envolvidas no problema. Este tipo de pesquisa, segundo Gil (2002), muitas vezes é visto como desprovida da objetividade que um procedimento científico deve se caracterizar, mas por outro lado, também é reconhecido por pesquisadores identificados por ideologias científicas participativas.

4 DESENVOLVIMENTO

Durante uma montagem de um equipamento específico de petróleo e gás, foi possível identificar uma atividade onde se fazia necessário quatro pessoas para realizar a tarefa, tanto na etapa de montagem quanto na etapa de desmontagem. Essa

montagem/desmontagem, consiste em uma camisa com canal para duas vedações elastoméricas ou O-ring, como é mais conhecido, e uma capa de vedação. Para fins de entendimento pode-se considerar a capa de vedação como o eixo, ou pode-se também considerar a camisa como a peça “fêmea” e a capa de vedação como a peça “macho”. Ambas têm rosca STUB ACME onde se conectam ou montam através da união das roscas. Porém devido à alta dureza do O-ring e as tolerâncias apertadas é necessário um alto torque para vencer o atrito estático entre a vedação e a face da capa de vedação.

A Figura 16 pode demonstrar, a fim de facilitar o entendimento, de como atualmente é realizado a atividade. São necessários quatro colaboradores exercendo força no final de uma chave de corrente de aproximadamente um metro com mais barras extensoras de comprimento para vencer o atrito e conseguir montar ou desmontar.

Figura 16 - Torque no equipamento



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2018)

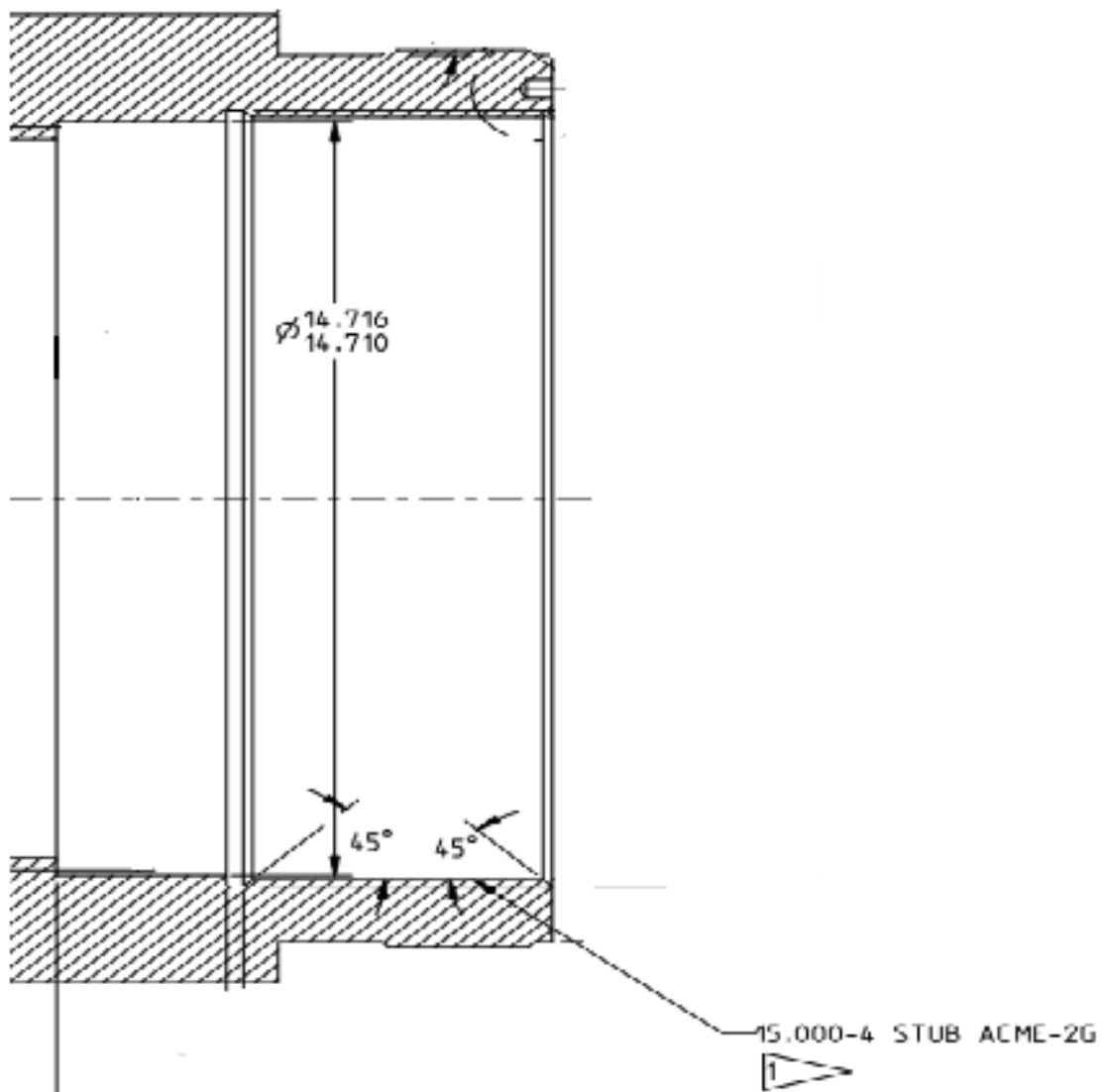
O objetivo deste trabalho é calcular o torque necessário para poder desenvolver ou adaptar um dispositivo de torque para realizar esta tarefa com mais segurança, mais eficiência e menos esforço humano. E para isso é necessário entender mais profundamente os componentes deste projeto.

Na Figura 17 é possível observar a característica e as medidas críticas da camisa utilizada neste estudo, onde a rosca é STUB ACME e tem uma medida de

15,000-4 (diâmetro de 15 polegadas e um passo igual a quatro) e a medida do diâmetro interno de 14,713 com uma tolerância de $\pm 0,003$ ".

Este desenho indica um primeiro nível de usinagem onde é usinado o diâmetro interno. Após esta etapa a peça passa para o segundo nível de usinagem que vai realizar os canais de O-ring, e nesta outra etapa se tem um desenho com as especificações deste canal.

Figura 17 - Detalhe da peça fêmea

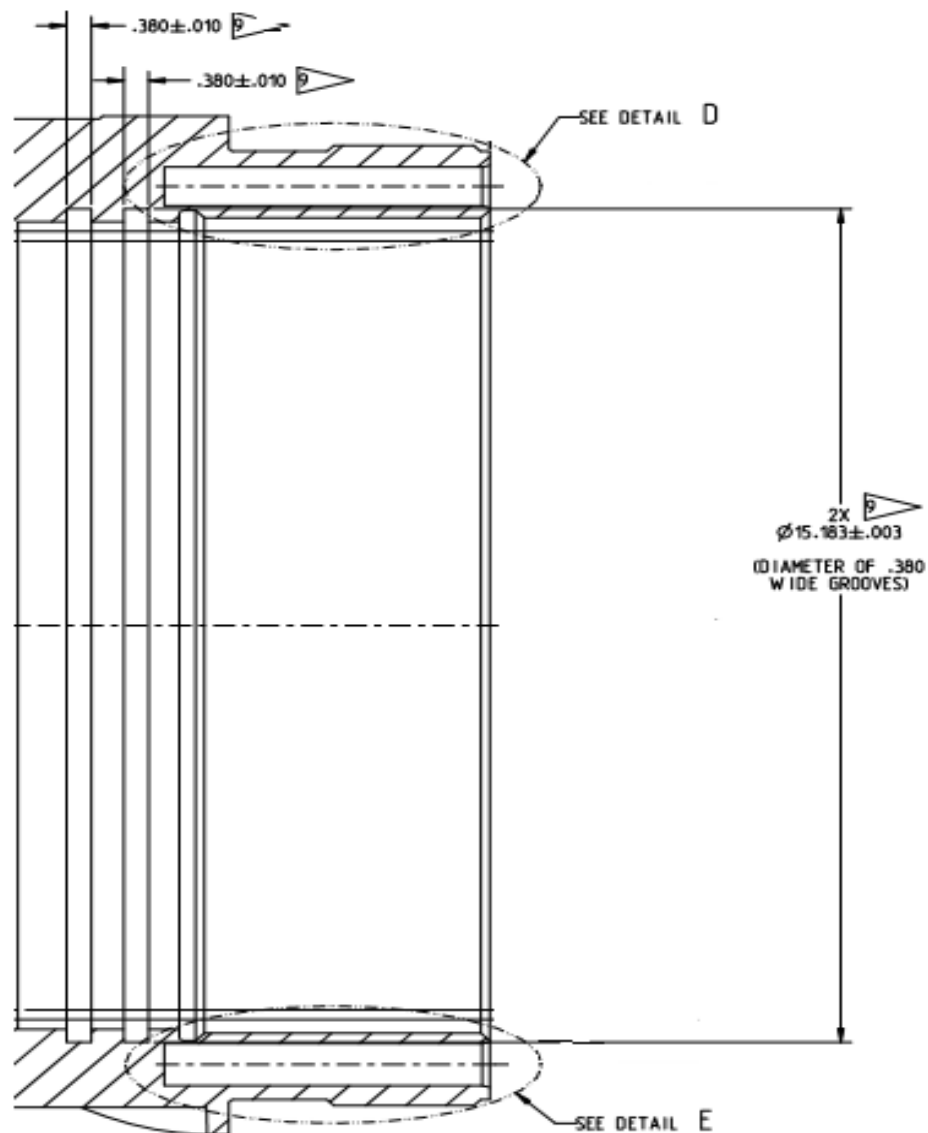


Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

Na Figura 18 é possível observar as medidas do canal do O-ring onde se têm dois canais com largura de 0,380 com tolerância de $\pm 0,010$ " e um diâmetro do canal de 15,183 com tolerância de $\pm 0,003$ ", então consequentemente a altura do canal de 0,470".

Este desenho faz parte da segunda etapa de usinagem onde é realizado a usinagem dos canais das vedações, entre outras usinagens. Esta segunda etapa será a peça em sua última etapa e após término da usinagem a peça passa para revestimento e posteriormente liberada para montagem.

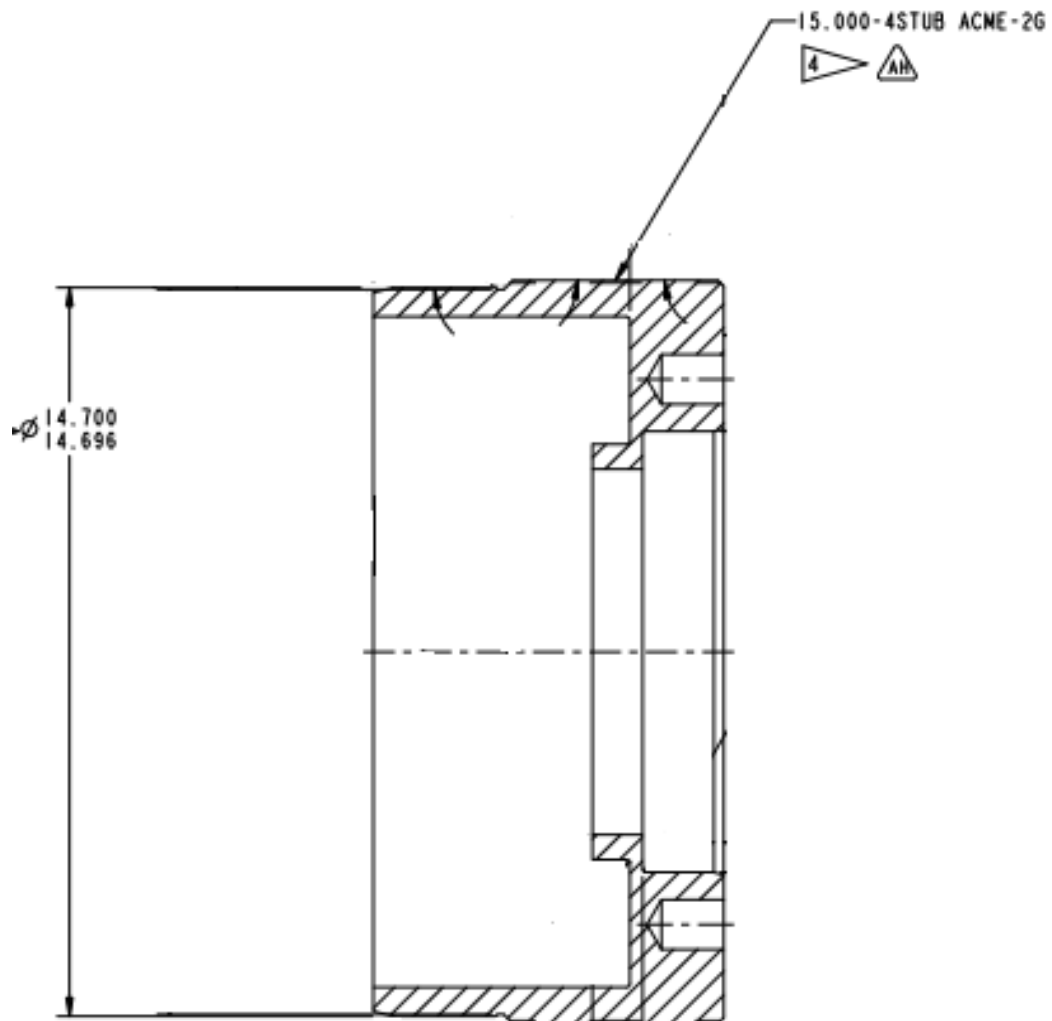
Figura 18 - Canais do O-ring na peça fêmea



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

Na Figura 19 é possível observar a peça macho, a capa de vedação onde se tem uma rosca STUB ACME de 15,000-4 e uma medida do diâmetro externo de 14,798 +ou- 0,002”.

Figura 19 - Desenho da peça macho



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

Através dos conceitos citados na revisão literária, com a intenção de calcular a força necessária para vencer o atrito de um selo com uma peça, foi possível achar a força axial necessária para a capa de vedação vencer o atrito e adentrar a camisa. Depois foi necessário calcular a força de atrito no sentido tangencial e consequentemente o torque necessário para vencer esta força. A seguir será mostrado toda sequência de cálculos realizados

Primeiramente foi realizado o estudo dos máximos e mínimos entre as tolerâncias. Os valores obtidos foram os seguintes:

- a) Folga máxima entre furo e eixo: 0,508mm ou 0,02”;
- b) Folga mínima entre furo e eixo: 0,254mm ou 0,01”;
- c) Squeeze máximo do O-ring: 21,86%;
- d) Squeeze mínimo do O-ring: 18,57%.

O segundo passo foi calcular as relações de área de contato entre eixo, O-ring e camisa (condição máxima/condição ideal/condição mínima):

- a) Perímetro do eixo [pol]: 46,181 /46,175 /46,169;
- b) Área entre eixo e ranhuras dos O-ring [pol²]: 11,50 /11,38 / 11,264.

O terceiro passo foi calcular as forças de atrito axiais, ou seja, a força necessária para fazer com que a capa desça de forma axial em contato com o selo (condição máxima/condição ideal/condição mínima): [kgf]

- a) Força de atrito por compressão: 81,5 /75,289 /69,096;
- b) Força de atrito por pressão hidráulica: 51,2 para todas condições;
- c) Força de atrito axial total: 132,7 /126,489 /119,265;
- d) Por ser 2 vedações a força de atrito passa a ser: 265,5 /252,015 /238,53.

O quarto passo foi calcular o torque necessário para subir e descer a capa de vedação levando em consideração as suas características já citadas anteriormente na figura 19 (condição máxima/condição ideal/condição mínima): [kgf.cm]

- a) Momento torçor para levantar a carga: 1073,875 /1019,332 /964,789;
- b) Momento torçor para abaixar a carga: 194,39 /184,515 /174,64.

O quinto passo foi calcular o torque devido a força de atrito tangencial. Isto é a força de atrito gerada entre o selo e a capa de vedação, na ação de rosqueamento entre ambos (condição máxima/condição ideal/condição mínima): [kgf.cm]

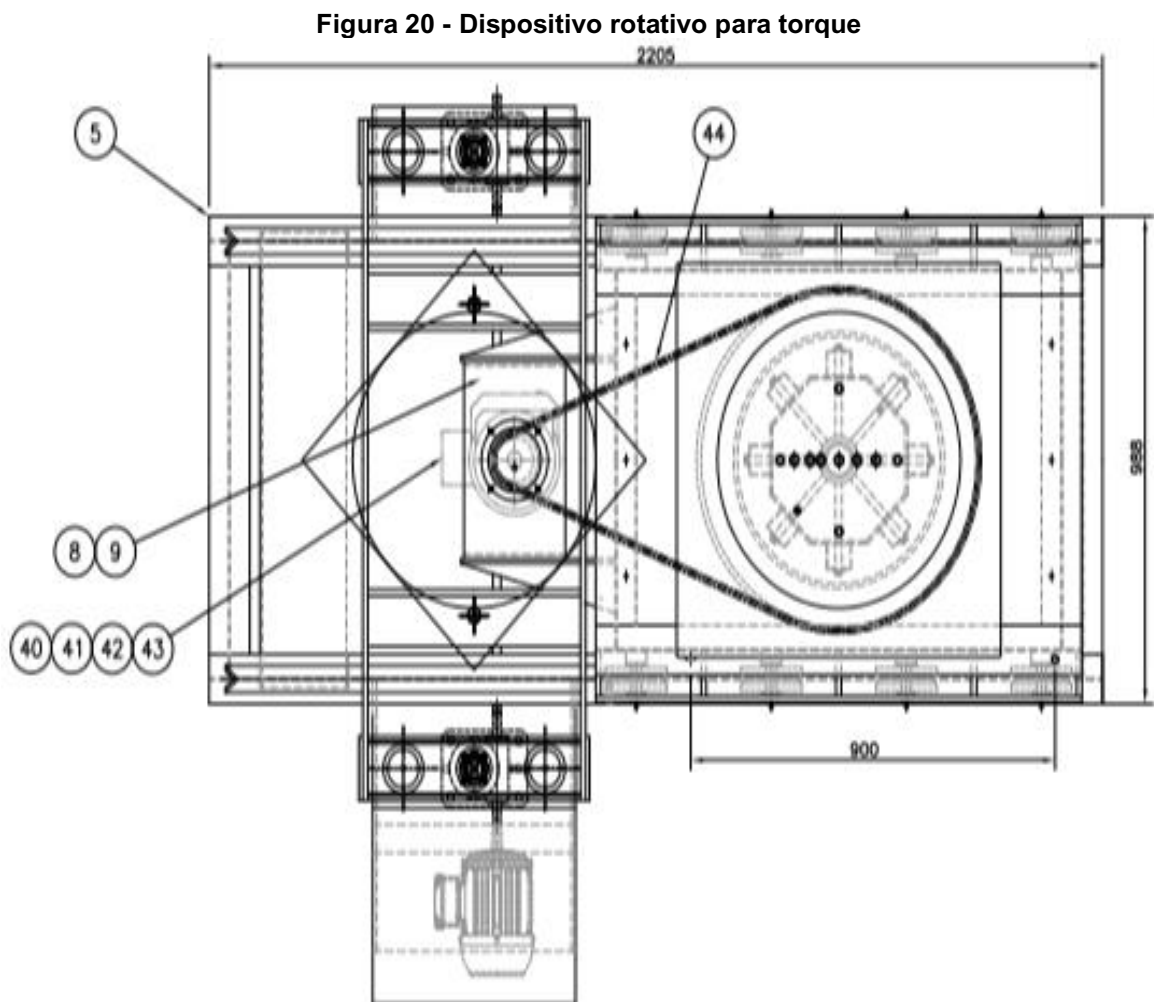
- a) Momento torçor devido atrito tangencial: 10118,205 /9604,293 /9090,38.

O sexto passo foi calcular torque total derivado da força de atrito tangencial e axial (condição máxima/condição ideal/condição mínima): [kgf.cm]

- a) Torque total para levantar a carga: 11192,08 /10623,62 /10055,169;
- b) Torque total para abaixar a carga: 10312,6 /9788,81 /9265,02.

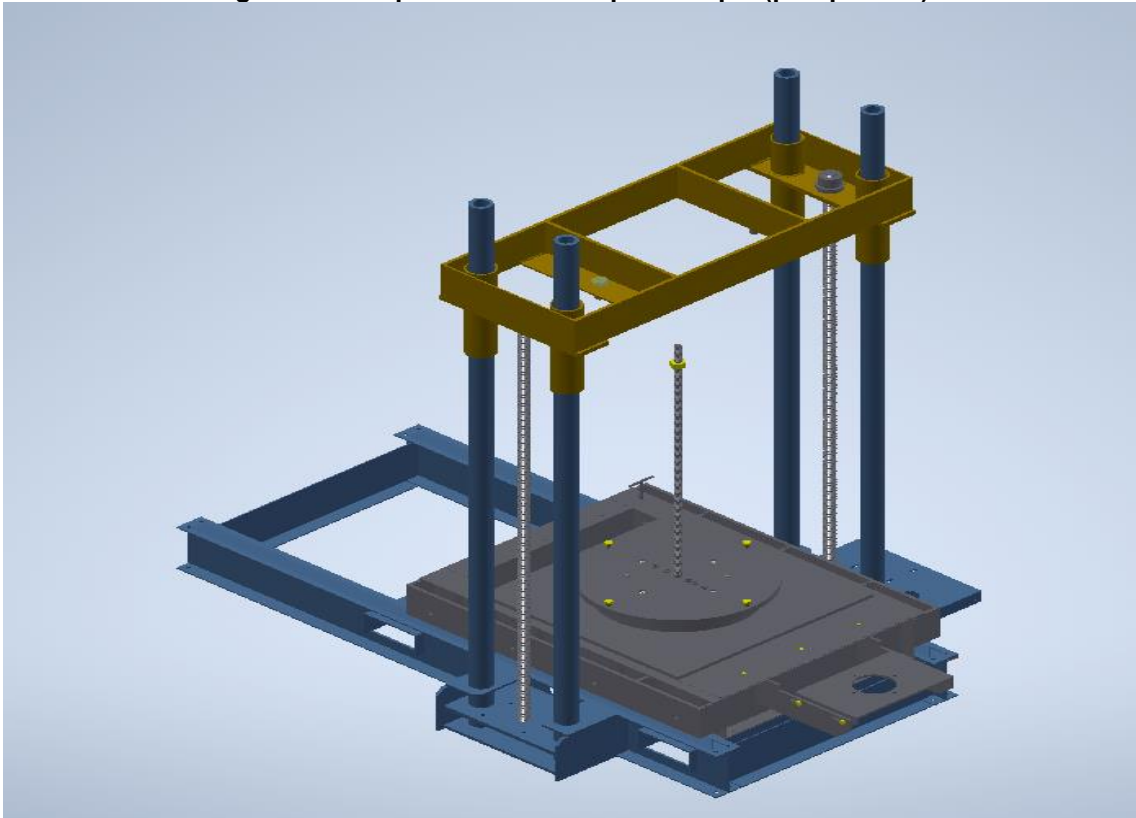
Após os cálculos realizados seria necessário desenvolver um dispositivo de geração de torque que pudesse atender o especificado neste projeto, ou verificar a disponibilidade e capacidade de um dispositivo interno já existente que atendesse a necessidade requerida.

Após análise dos dispositivos de geração de torque que a empresa já tinha em seu domínio, foi possível achar um que já atendesse este projeto. O dispositivo é capaz de gerar um torque de 34001,93 kgf.cm e o projeto tem um torque máximo de 11192,08 kgf.cm. Este dispositivo tem um motor acoplado a um sistema de engrenagem interligados por uma corrente. O motor está acoplado ao pinhão que transmite a rotação e torque para a coroa, onde o equipamento estará acoplado. Foi possível calcular o torque de saída através da relação da engrenagem, que foi possível achar através do número de dentes de ambos e confirmado através da relação entre seus diâmetros. A figura 20 e a figura 21 demonstram o esquemático deste dispositivo.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

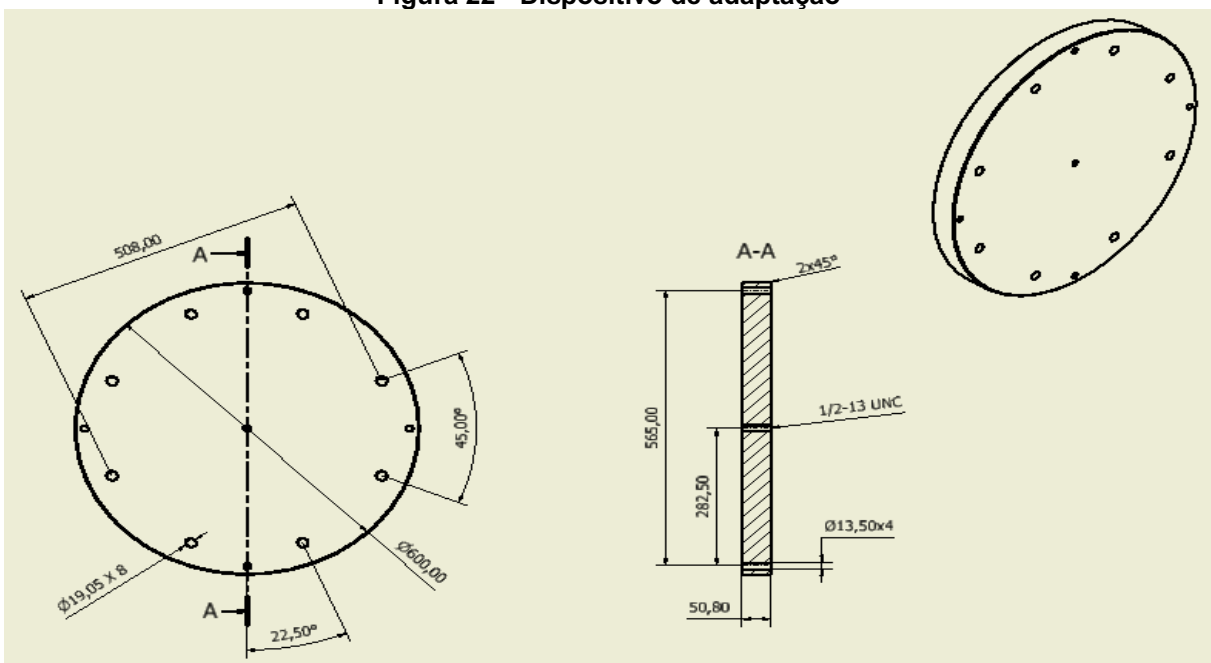
Figura 21 - Dispositivo rotativo para torque (perspectiva)



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

Para utilização deste dispositivo foi necessário realizar uma adaptação no qual fosse possível utilizar o equipamento específico no dispositivo. A Figura 22 demonstra a peça para adequação:

Figura 22 - Dispositivo de adaptação



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

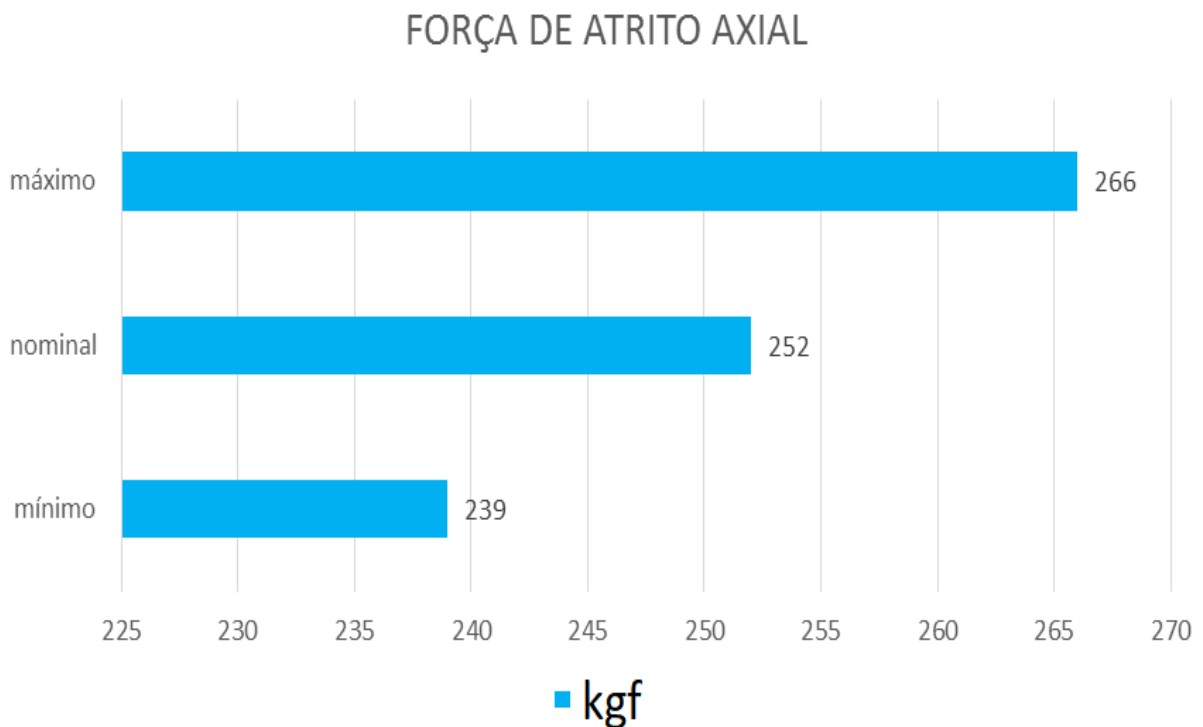
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir serão mostrados gráficos com os valores de força de atrito e de torque calculados durante o desenvolvimento do trabalho. Primeiramente, seguindo a ordem de cálculo executada, a Figura 23 mostra os valores da força de atrito axial necessária em relação as condições máximas, mínimas e nominais derivadas dos estudos de máximos e mínimos. O projeto deve sempre atuar com forças que vão de 238,53 a 265,5 kgf.

Já a Figura 24 traz o gráfico do torque devido ao atrito tangencial, derivada do contato na hora do giro na ação de rosquear a capa de vedação. Neste caso o projeto deve atuar com a força de atrito tangencial entre 9090 e 10118 kgf.cm.

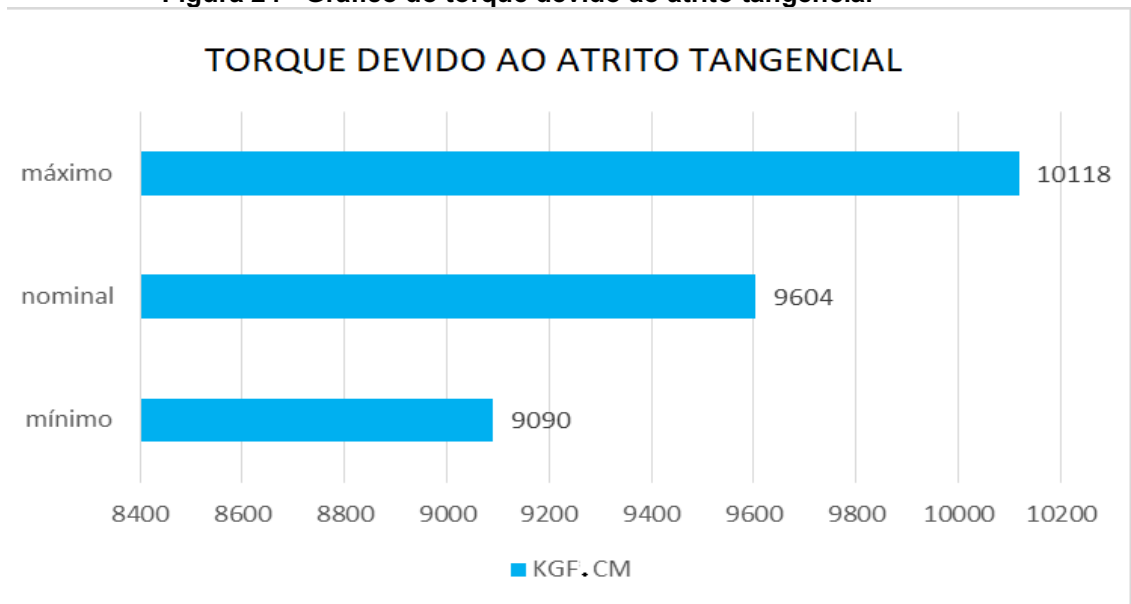
Qualquer valor de fora da tolerância estabelecidas nesses gráficos significa que o projeto não atende as especificações. Se houver um caso onde isso aconteça, é necessária uma análise da engenharia, para determinar se este desvio é aceitável ou se será necessário retrabalhar a peça.

Figura 23 - Gráfico da força de atrito axial



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

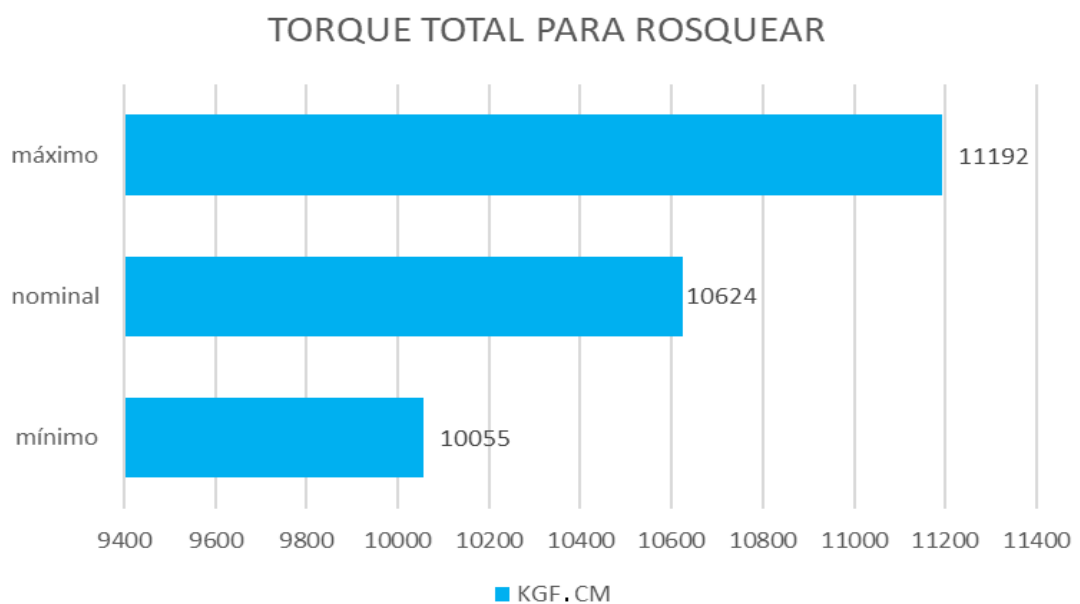
Figura 24 - Gráfico do torque devido ao atrito tangencial



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

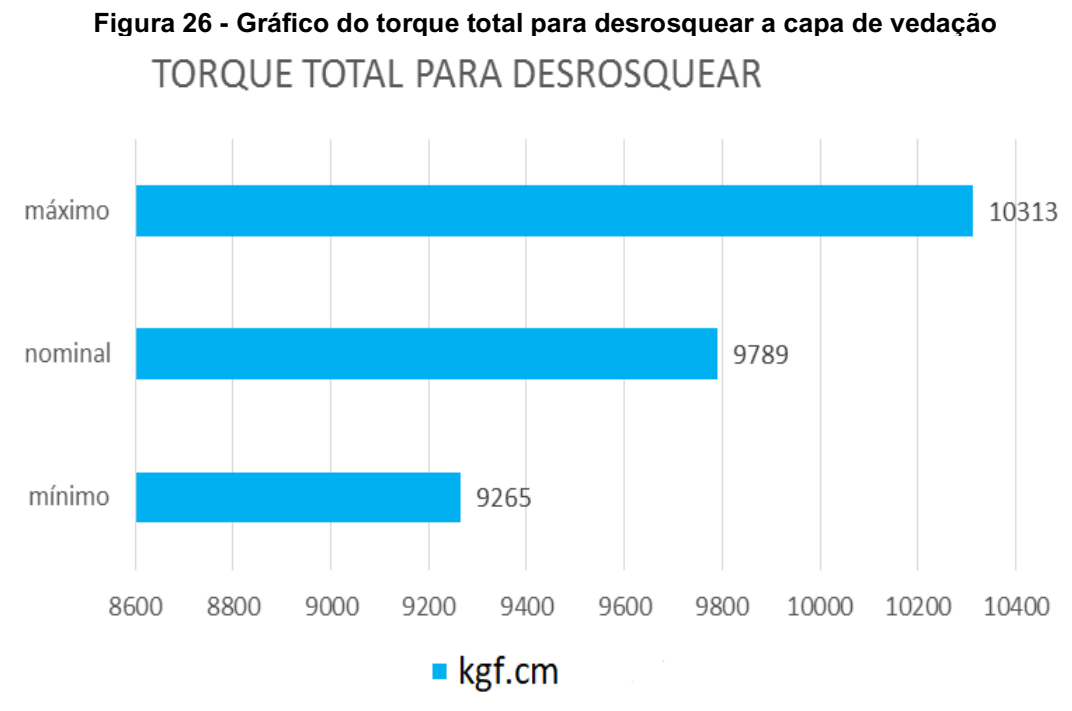
Na sequencia será exibido o gráfico da somatória dos torques, que é o torque total. Foi feito o cálculo tanto para a descida ou rosqueamento quanto para a subida ou desrosqueamento. A Figura 25 demonstra os valores limites do torque total para rosquear a capa de vedação. O range de torque vai de 10055 à 11192 kgf.cm. Qualquer valor fora desse range, deverá ser analisado pela engenharia, pois pode significar falha no equipamento, que pode até gerar danos ao material.

Figura 25 - Gráfico do torque para rosquear a capa de vedação



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

A Figura 26 demonstra os valores limites do torque total para desrosquear a capa de vedação. O range de torque deve oscilar entre 9265 à 10313 kgf.cm. Qualquer valor fora desse range, deverá ser analisado pela engenharia, pois pode significar falha no equipamento ou pode também gerar danos ao material.



Fonte: Elaborado pelo próprio autor (2019)

Após todo desenvolvimento do trabalho foi necessário verificar o impacto, em termos de custo, que este dispositivo ocasionaria no processo de montagem. Para se obter a estimativa de custo economizado precisa se entender que esta montagem dura em média sete horas corridas e com esta implementação espera-se realizar a montagem em seis horas corridas. Porém, como utiliza-se duas pessoas na montagem da válvula, ela passa para quatorze horas somadas. Mas nesta operação específica de rosqueamento/desrosqueamento são utilizadas mais duas pessoas. Esta operação leva em média uma hora, portanto soma-se mais duas horas totalizando dezesseis horas no total para montar o equipamento. Com a aplicação do dispositivo estima-se que a montagem completa terminará em treze horas. Portanto, espera-se que essa implementação gere uma economia de 900 reais por operação.

Mais importante que o custo é a segurança dos colaboradores durante a operação. Hoje em dia todas as empresas priorizam a segurança acima da produção. Com esta melhoria a ideia principal é fazer o processo ficar mais seguro. O

desenvolvimento deste projeto teve como objetivo diminuir o esforço humano. A operação específica de rosqueamento/desrosqueamento da capa de vedação é realizada completamente de forma manual e com este dispositivo de montagem toda força será mecânica e não mais humana. Os resultados esperados em termos de segurança são:

- a) Esforço mecânico ao invés de humano;
- b) Melhorar a ergonomia;
- c) Diminuir cansaço do colaborador;
- d) Diminuir chances de lesões (saúde ocupacional).

Em termos de gastos, será necessário apenas fabricar a adaptação mostrada na Figura 22 pois o dispositivo, com um motor e conjunto de engrenagens, a empresa já possui. Esta atividade de montagem/desmontagem é realizada ao redor do mundo em diversos centros de manutenção de equipamento e plataformas de petróleo. Esta melhoria, se confirmando na prática, poderá ser aplicada nesses locais e assim a economia nos cofres da empresa seria muito maior. Porém teria-se que investir na compra ou fabricação do dispositivo, que com a economia gerada, pagaria este custo em pouco tempo.

6 CONCLUSÃO

Compilando-se todos os resultados obtidos é possível concluir que levando em consideração somente a aplicação deste dispositivo em uma planta, a economia não é expressiva, porém o potencial, se aplicado em todas plantas, filiais e plataformas que exercem esta atividade ao redor do mundo, é enorme. Além do mais, o valor da hora de uma operação em campo é maior que a hora de uma planta de manufatura, conseqüentemente o valor economizado seria maior. Porém mais importante que a economia é a melhoria na segurança desta operação, pois com o uso deste dispositivo o esforço humano será diminuído drasticamente.

Esta pesquisa tem duas limitações. Primeiramente, ela está limitada para o uso somente dentro da empresa que exerce essa montagem, porém ela pode servir de guia para resoluções de problemas similares de outras empresas. Segundamente, ela foi pensada para uma aplicação em apenas um equipamento, existem outros equipamentos que precisam de um torque similar, porém é necessário realizar este mesmo estudo para verificar se as variáveis serão as mesmas e conseqüentemente a aplicação a mesma.

Em conclusão, foi necessário aplicar diversos conceitos da engenharia dentro desta pesquisa, com o objetivo de solucionar um problema, que é o grande objetivo de um engenheiro. Os resultados desta pesquisa são hipóteses, pois ainda precisa ser aplicado na prática, mas se confirmado será um grande passo e uma grande melhoria a ser realizada.

REFERÊNCIAS

- AVALLONE, E. A.; BAUMEISTER III, T. **Mark's standard handbook for mechanical engineers**. Editora McGraw-Hill, 10ª edição. 1995. 1774p.
- BOVO, L. A. **Engenharia mecânica – sistemas mecânicos**. UNITAU - Taubaté, SP. 2006. 312p.
- CARVILL, J. **Caderneta de mecânica: componentes básicos de engenharia, elementos de transmissão de potência, equipamento de oficina e materiais para engenharia mecânica**. São Paulo, SP: Hermus-Livraria Editora Ltda. 2003. 311 p.
- CRV INDUSTRIAL PARAFUSOS. **Entenda o que é rosca NPT**. CRV industrial 2019. Disponível em <<http://www.crvindustrial.com/blog/entenda-o-que-e-rosca-npt>>. Acesso em: 5 Nov 2019, 18:32:40.
- DYNAR AUTOMATIZAÇÃO INDUSTRIAL LTDA. **Catálogo roscas e sedes**. São Paulo, SP: 29p.
- EPM, Inc. **The seal man's O-ring handbook™**. Stockbridge, GA – USA. 2004. 229p.
- GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. São Paulo, SP: Editora Atlas S.A., 4ª edição. 2002. 57p.
- LORDES, F; HORTA, M. D. M. **Noções básicas de elementos de máquinas – Mecânica**. SENAI-ES; Companhia Siderúrgica de Tubarão. ES. 1996. 137p.
- MARCONI, M. A.; LAKATOS, E. M. **Fundamentos de Metodologia científica**. São Paulo, SP: Editora Atlas S.A., 5ª edição. 2003. 312p.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada – 4ª edição**. Worcester, Massachusetts: Bookman Editora Ltda. 2013. 1030p.
- PARKER HANNIFIN CORPORATION. **Parker O-ring handbook ORD 5700**. Cleveland, OH – USA. 2018. 292p.
- RONCOLI ROLAMENTOS E RETENTORES. **Manual técnico de bolso**. Roncoli. 27p.
- SOLIDPRIZE. **Principais tipos de roscas**. Solidprize 2010. Disponível em: <<https://www.solidprize.com.br/2013/01/principais-tipos-de-roscas-unf-npt-bsp.html>>. Acesso em: 15 Set. 2019, 13:35:30.
- VAL AÇO ACESSÓRIOS INDUSTRIAIS LTDA. **Rosca inglesa – BSP**. Val Aço 2008. Disponível em: <http://www.valaco.com.br/inf_tecnicas/enc_bsp.html>. Acesso em 10 Out. 2019, 19:22:16.