

JAIR JOSÉ PADILHA FILHO

Desenvolvimento de Conexões Hidráulicas: Aplicação em Sistemas de Basculamento de Cabines de Caminhões no Mercado Brasileiro

Jair José Padilha Filho

Desenvolvimento de Conexões Hidráulicas: Aplicação em Sistemas de Basculamento de Cabines de Caminhões no Mercado Brasileiro

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador (a): Prof. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2015

P123d Padilha Filho, Jair José
Desenvolvimento de Conexões Hidráulicas: Aplicação em Sistemas de
Basculamento de Cabines de Caminhões no Mercado Brasileiro / Jair José
Padilha Filho – Guaratinguetá : [s.n], 2014.
89 f. : il.
Bibliografia : f. 82-89
Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Esta-
dual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014.
Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1. Transporte rodoviário de carga 2. Hidráulica 3. Acoplamentos
I. Título

CDU 621.86.017


Jair José Padilha Filho

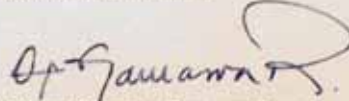
ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

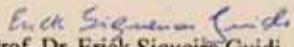
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Marcelo Sampaio
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. Victor Orlando Gamarra Rosado
UNESP-FEG


Prof. Dr. Erick Siqueira Guidi
UNESP-FEG

Janeiro de 2015

DADOS CURRICULARES

Jair José Padilha Filho

NASCIMENTO	05.91.1991 – DOURADOS / MS
FILIAÇÃO	Jair José Padilha Nadja Grace Melero Ferreira
2008	Coordenador e Instrutor Equipe Atibaia de Taekwondo – Atibaia/SP
2009/2014	Curso de Graduação Engenharia Mecânica – UNESP Guaratinguetá/SP
2009	Membro da Equipe de Formula SAE da UNESP Guaratinguetá “UNESP Racing”
2011/2012	Iniciação Científica Bolsista CNPq no Projeto “Espelhos e Estruturas Leves para Satélites” IEAv – São José dos Campos/SP
2012/2013	Graduação Internacional Mechanical and Plastics Engineering – University of Applied Sciences of Darmstadt/Alemanha
2012/2013	Pesquisa Internacional Integrante do Projeto “Aplicação de Gelo Seco para Limpeza de Turbinas”, patrocinado pela Lufthansa – Darmstadt/Alemanha
2013	Estágio Supervisionado no Departamento de Segurança de Automóveis Bertrandt AG – Ingolstadt/Alemanha
2014/2015	Estágio Supervisionado no Departamento de Engenharia de Produto Eaton Corporation – Guaratinguetá/SP

À minha família que sempre me apoiou e me motivou durante toda a minha jornada. Não fosse por ela, esta jornada não teria sido tão completa e cheia de realizações.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, que como em tudo na minha vida vem em primeiro lugar. Agradeço a Ele pela oportunidade de entrar nesta faculdade e de sair dela depois de tudo o que vivi por aqui.

Seguindo a hierarquia, agradeço a minha família que sempre serviu como apoio em horas difíceis e como motivação para ser o melhor que eu pudesse.

À senhorita Isabela Ribeiro, então namorada, pela paciência, pelo companheirismo, pelos momentos juntos e por ter tornado mais fáceis e mais bonitos esses últimos seis anos. Fico feliz de ela ter participado da minha formação desde o primeiro relatório de Química Experimental até a última referência do Trabalho de Graduação.

Ao meu orientador, Prof. Fernando de Azevedo Silva, pelos ensinamentos de sala de aula, por ter me aceitado como orientando e pelo suporte necessário à realização deste trabalho.

Aos meus amigos que fazem meus dias melhores e com os quais posso contar, estejam eles onde estiverem. Os de Dourados por me fazerem lembrar quem eu sou e de onde venho; os de Atibaia por me ajudarem no período de transição MS-SP e que ainda hoje proporcionam os melhores momentos; os da República Papagatas, meu lar durante 5 anos, onde aprendi, me diverti, me emocionei, joguei futebol e assisti jogos, estudei e vivi os momentos mais divertidos. Os de sala de aula que estiveram presentes em festas e estudos e que transformaram a maioria dos estudos em festa.

Ao senhor Kai Golowko e ao departamento *Fahrzeugsicherheit* pela oportunidade de estágio que me forneceu em um momento turbulento na Alemanha e que me mostrou que posso alcançar os lugares mais remotos.

Aos colegas e à empresa Eaton, em especial os senhores Roberto Oki, Antonio Banzi e Henrique Sampaio da Engenharia de Produto e Daniel Quintas e Gustavo Rodrigues da Engenharia de Processo, que forneceram informações valiosas para este projeto e que me deram a oportunidade de aprender tanto ao longo de 2014.

“Não se limite a uma forma, adapte-se e construa a sua própria, e deixe-a crescer, ser como a água. Esvazie a sua mente, seja amorfo, sem forma - como a água. Se você colocar água num copo, ela se torna o copo; se você coloca água numa garrafa ela se torna a garrafa; se a colocá-la num bule, ela torna-se o bule. A água pode fluir ou pode colidir. Seja água, meu amigo.”

Bruce Lee

PADILHA, J. J. **Desenvolvimento de conexões hidráulicas: aplicação em sistemas de basculamento de cabines de caminhões no mercado brasileiro**. 2015. 89 p. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

O objetivo deste trabalho é descrever detalhadamente o processo de desenvolvimento e fabricação de conexões hidráulicas para aplicação em linhas de basculamento de cabines de caminhões, desde o pré-projeto, passando pela confecção de desenhos, cotações e fornecimento. Este desenvolvimento foi planejado devido ao interesse da *Eaton Corporation – Hydraulics Group* em competir no mercado neste tipo de aplicação, anteriormente dominado pela concorrência. Procedimentos padrão da companhia foram executados até o estágio final de fornecimento ser alcançado. Além disso, o ano de execução do projeto foi marcado por uma crise no setor automotivo e a participação em novos nichos do mercado tornou-se uma necessidade. Contou-se, também, com o apoio e respaldo das equipes de Engenharia da Eaton dos Estados Unidos, da Índia e da China (cidades de Aurora, Pune Xangai, respectivamente). Como resultado deste desenvolvimento existem novos *part numbers* no portfólio da empresa, que passou a contar com novas conexões e um novo tipo de adaptador, até então desconhecidos. Desta forma a Eaton conquista mais espaço com aplicações em basculamento de cabines e os clientes podem contar com um fornecedor alternativo e já homologado. Em termos financeiros, a nova oportunidade promete gerar receitas de US\$800.000,00 até US\$1.3000.000,00 de dólares anuais nos próximos anos de fornecimento.

PALAVRAS-CHAVE: Basculamento de cabines de caminhões. Desenvolvimento de conexões hidráulicas.

PADILHA, J. J. Development of hydraulic fittings: application in trucks' cabin tilting in the Brazilian market. 2015. 89 p. Graduation Work (Graduation in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

The main goal of this thesis is to describe in details the development and manufacturing of hydraulic fittings for application in truck's cabin tilting lines, covering all of the pre-project, drawing, quotation and supplying processes. This development was planned due to Eaton Corporation – Hydraulics Group's interest in competing on this market with this kind of application. Company's standard procedures were executed until the final supplying stage could be reached. Moreover, the year in which this project was conducted was ruled by a crisis in the automotive segment and new opportunities had to be pursued and developed. Eaton's USA, India and China (facilities located in Aurora, Pune and Shanghai, respectively) engineering team offered all the support in order for this project to come true. As a result there are new part numbers in the company's portfolio, which now offers new fittings and a new type of adapter that was unknown prior to the project. This way Eaton has conquered even more space with this cabin tilting application and the customers (OEMs) have an alternative and homologated supplier to purchase from. Financially speaking, the project's sales income may vary from US\$800,000.00 to US\$1,300,000.00 worth during the following supplying years.

KEYWORDS: Truck's cabin tilting. Hydraulic fittings development.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Hierarquia da Corporação (<i>Eaton Corporation</i>).....	22
Figura 2 – Mercado de caminhões no Brasil em 2014	23
Figura 3 – Mercado de ônibus no Brasil em 2014.....	23
Figura 4 – <i>Overview</i> de aplicação de mangueiras Eaton em caminhões	24
Figura 5 – Cabine tipo “Cabover”	25
Figura 6 – Cabine tipo “Torpedo”	25
Figura 7 – Imagem do mecanismo de Crockett, Wallwork e Weiss	31
Figura 8 – O mecanismo de cabine basculante.....	32
Figura 9 – Especificações gerais da norma SAE J517 (2013).....	33
Figura 10 – Especificações da norma SAE J517 (2013) para a classe 100R8	34
Figura 11 – Imagem de catálogo da mangueira utilizada no sistema de cabines basculantes	35
Figura 12 – Representação de rosca padrão JIC.....	36
Figura 13 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão JIC.....	37
Figura 14 – Representação de rosca padrão ORS.....	37
Figura 15 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão ORS	38
Figura 16 – Representação de rosca padrão Flange	38
Figura 17 – Medidas de diâmetros para as diferentes bitolas – padrão Flange.....	39
Figura 18 – Representação de rosca padrão NPTF.....	39
Figura 19 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão NPTF	40
Figura 20 – Representação de rosca padrão DKO.....	41
Figura 21 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão DKO.....	41
Figura 22 – Posições corretas de montagem de mangueiras	42
Figura 23 – Posições corretas de montagem de mangueiras	42
Figura 24 – Esquema de conexão com porca e arame (a) e com porca sobreposta (b).....	43
Figura 25 – Conexão na qual a porca é fixada utilizando um arame.....	44
Figura 26 – Recorte do desenho final da conexão reta desenvolvida.....	45
Figura 27 – Exemplo de nipple no qual a porca é sobreposta	45
Figura 28 – Sextavado no qual a capa é usinado	46
Figura 29 – Posição de montagem de corpos de prova em <i>Pressure Impulse Test</i>	49
Figura 30 – Forma de onda do ciclo de pressão de <i>Impulse Test</i> – alta pressão.....	50
Figura 31 – Forma de onda do ciclo de pressão de <i>Impulse Test</i> – baixa pressão.....	51

Figura 32 – Aparato utilizado no teste de expansão volumétrica	54
Figura 33 – Corte de conexão hidráulica genérica e seus componentes	57
Figura 34 – Corte transversal de fixação da conexão na mangueira	57
Figura 35 – Catálogo do fornecedor de batoques	62
Figura 36 – Controle de testes realizados na mangueira 3800-02-250BX	63
Figura 37 – Resultado geral dos testes realizados na mangueira 3800-02-250BX	63
Figura 38 – Custos dos <i>part numbers</i> de maior volume, considerando o Fornecedor 1	66
Figura 39 – Custos dos <i>part numbers</i> de maior volume, considerando o Fornecedor 2	66
Figura 40 – Fluxograma para cálculo da porcentagem de <i>overhead</i>	69
Figura 41 – Relatório anual da Eaton Corporation de 2013	70
Figura 42 – Percentual de vendas anuais de cada divisão da Eaton Corporation em 2013	71
Figura 43 – Elevação de kit de basculamento de cabines.....	72
Figura 44 – Perfil de kit de basculamento de cabines	72
Figura 45 – Adaptador em “T”: <i>part number</i> AC-12.....	73
Figura 46 – Adaptador <i>bulkhead</i> : <i>part number</i> 6C-12	73
Figura 47 – Adaptador especial: <i>part number</i> XC-12FA.....	74
Figura 48 – Conjunto montado genérico para basculamento de cabines	75
Figura 49 – Conexão desenvolvida na configuração curva a 90°	77
Figura 50 – Solda por brasagem	78
Figura 51 – Definição do processo de montagem por interferência.....	79
Figura 52 – Conexão desenvolvida na configuração reta.....	80

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Custo de conexões <i>swage</i> e reta a 90°, em UF\$ por unidade	65
Tabela 2 – Custo de mangueira, adaptadores e batoque, em UF\$	65

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

OEM	<i>Original Equipment Manufacturer</i>
CEO	<i>Chief Executive Officer</i>
EMEA	<i>Europe, Middle-East and Africa</i>
APAC	<i>Asia-Pacific</i>
PN	<i>Part Number</i>
USA	<i>United States of America</i>
EUA	Estados Unidos da América
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
FC	<i>Fluid Conveyance</i>
PMC	<i>Power & Motion Control</i>
JIC	<i>Joint Industry Council</i>
ORS	<i>O-Ring Seal</i>
NPT	<i>National Pipe Taper</i>
DIN	<i>Deutsches Institut für Normung</i>
ANSI	<i>American National Standards Institute</i>
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
GGF	Gastos Gerais de Fabricação
IZA	Associação Internacional do Zinco

LISTA DE SÍMBOLOS

kg	quilogramas
hp	horse-power
lb.ft	libra-pé
m	metro
un	unidade
UF\$	unidade financeira arbitraria

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS	17
1.2 OBJETIVOS.....	18
1.3 JUSTIFICATIVA.....	18
1.4 ESTRUTURA DA MONOGRAFIA.....	19
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	21
2.1 A CORPORAÇÃO	21
2.2 TRUCK&BUS	22
2.3 LINHAS DE PRODUTOS.....	24
2.4 “CABOVER” X “TORPEDO”	25
2.4.1 Manobrabilidade	26
2.4.2 Opções de motores	26
2.4.3 Economia de Combustível	27
2.4.4 Conforto	27
2.4.5 Preço de Aquisição	28
2.4.6 Facilidade de Manutenção	28
2.4.7 Segurança	28
2.4.8 Regulamentação	29
2.4.9 Conclusão	29
2.5 O MECANISMO	30
2.6 A MANGUEIRA.....	32
2.7 TIPOS DE VEDAÇÃO	36
2.7.1 Padrão JIC (<i>Joint Industry Council</i>)	36
2.7.2 Padrão ORS (<i>O-Ring Seal</i>)	37
2.7.3 Padrão Flange	38
2.7.4 Padrão NPT (<i>National Pipe Taper</i>)	39

2.7.5 Padrão DKO	40
2.6 CONFIGURAÇÕES DE CONEXÕES	41
2.6.1 Retas ou Cotovelos	41
2.6.2 Processos de Montagem	43
2.6.2.1 Porca + arame (<i>Thrust Wire</i>)	43
2.6.2.2 Porca sobreposta (<i>Entrapped Nut</i>)	45
2.7 TESTES	46
2.7.1 Teste Dimensional (<i>Dimensional Check Test</i>)	46
2.7.2 Teste de Pressão de Prova (<i>Proof Pressure Test</i>)	47
2.7.3 Teste de Variação do Comprimento (<i>Change in Length Test</i>)	47
2.7.4 Teste de Ruptura (<i>Burst Test</i>)	48
2.7.5 Teste de Flexão a Baixas Temperaturas (<i>Cold Bend Test</i>):	48
2.7.6 Teste de Impulso Cíclico (<i>Impulse Test</i>)	48
2.7.7 Exame Visual do Produto (<i>Visual Check Test</i>)	51
2.7.8 Teste de Resistência a Óleo (<i>Oil Resistance Test</i>)	52
2.7.9 Teste de Resistência ao Ozônio (<i>Ozone Resistance Test</i>)	52
2.7.10 Teste de Resistência a Vácuo (<i>Vacuum Resistance Test</i>)	52
2.7.11 Teste de Expansão Volumétrica (<i>Volumetric Expansion Test</i>)	52
2.7.12 Teste de Corrosão (<i>Salt-Spray</i>)	55
2.8 PROCESSOS DE MONTAGEM DE CONJUNTOS	55
2.8.1 Conexões Crimpadas	56
2.8.2 Conexões <i>Swaged</i>	58
2.8.3 Conexões Reusáveis	59
2.8.4 Sujidade e Batoques	60
3 RESULTADOS	63
3.1 RESULTADOS DE TESTES	63
3.2 CUSTOS	64

3.2.1 Testes e Desenvolvimento	64
3.2.2 Componentes	64
3.3 ADAPTADOR	71
3.4 CONEXÕES	74
3.4.1 Conexão cotovelo a 90°	76
3.4.2 Conexão Reta	79
4 CONCLUSÕES	81
5 REFERÊNCIAS	82

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

O projeto foi estabelecido com base no interesse da *Eaton Corporation – Hydraulics Group* em fornecer kits para aplicação em linhas de basculamento de cabines de caminhões. A participação neste mercado, até então dominado pela concorrência, tornou-se uma necessidade devido à crise do setor automotivo (que também atingiu o segmento de caminhões e ônibus, no qual a Eaton tem forte atuação) que acometeu as principais montadoras no Brasil. As maiores companhias que atuam no segmento hidráulico de transporte de fluidos, no Brasil, e que detêm a maior parte do *marketshare*, são a própria Eaton, Parker e Gates.

A partir de desenhos compartilhados pelos clientes foi possível avaliar as condições que a Eaton tinha de fornecer e determinou-se que seria necessário investir no desenvolvimento de novas conexões e de um novo tipo de adaptador para montar esses kits.

Fator importante que ajudou o desenvolvimento foi o apoio concedido pelas equipes da Eaton dos Estados Unidos e da Índia, a partir das plantas localizadas nas cidades de Aurora e Pune, respectivamente.

De acordo com Le Yu (2012), cinco fatores devem ser cuidadosamente considerados ao se escolher o estilo de conexão e os materiais mais adequados para determinada aplicação: tamanho, temperatura, aplicação, tipo de fluido utilizado e pressão. Em inglês, a sigla para estes cinco fatores é STAMP (*Size, Temperature, Application, Media, Pressure*).

Os fluxos e diretrizes de desenvolvimento da empresa ditaram o andamento do projeto, que teve que começar com a solicitação de desenhos de conexões à equipe da Índia; posteriormente houve o desenvolvimento do adaptador junto à equipa da China; e ao longo de todo o projeto foi fornecido suporte pela equipe de engenharia de aplicação dos EUA.

Deve-se mencionar, também, que as condições de mercado quando deste projeto e o fato de todas as montadoras (OEMs) perseguirem reduções de gastos foram responsáveis por frear este desenvolvimento.

O projeto também era atrativo financeiramente, uma vez que as expectativas eram de vendas anuais acima de um milhão dólares a partir do momento em que o fornecimento fosse homologado.

1.2 OBJETIVOS

Este desenvolvimento foi possível graças à oportunidade identificada pela Eaton Corporation, mais precisamente a planta de Guaratinguetá/SP, Brasil, de fornecer soluções e sistemas hidráulicos para sistemas de cabine basculante em caminhões.

Para que esta oportunidade se tornasse uma realidade foi necessário o desenvolvimento de peças até então fora de linha, isto é, que não existiam no portfólio da divisão hidráulica da companhia.

Através de padrões de desenvolvimento e de normas pré-estabelecidas e consolidadas da empresa, que “carregam” mais de cem anos de *know-how* e *expertise*, partiu-se das especificações de clientes (no caso montadoras de caminhões e ônibus) para se obter, ao final do projeto, duas conexões hidráulicas e um adaptador novos que, a princípio, serão utilizados apenas nesta aplicação de basculamento de cabines.

O desenvolvimento foi justificado e autorizado devido ao alto volume de vendas que poderia ser adquirido com Estes novos produtos. Em um primeiro estudo, avaliou-se que esta oportunidade poderia valer de US\$800.000,00 a US\$1.300.000,00 anuais (receita). O projeto, então, foi desenvolvido pela Engenharia de Produto da planta de Guaratinguetá visando atender esse número significativo de vendas e teve participação ativa do autor deste texto, então estagiário da empresa.

1.3 JUSTIFICATIVA

O motivo principal da escolha deste projeto como tema para o trabalho final de graduação foi dedicar atenção e tempo integrais a fim de retribuir a oportunidade de estágio oferecida pela Eaton *Corporation* de forma eficaz e que desse retorno financeiro. O cenário econômico no qual este desenvolvimento foi inserido não era dos mais favoráveis e, portanto, novos nichos e novas possibilidades de negócio eram bem-vindas.

Além disso, alinhando o ambiente profissional e o acadêmico, isto é, relacionando o desejo em desempenhar um bom papel na empresa e o desejo de concluir o curso de Engenharia Mecânica, a dedicação do autor seria total para que fosse alcançado um bom resultado em ambas as instituições.

Toda a pesquisa teórica que foi realizada contribuiu para ampliar o conhecimento do autor no mercado de hidráulica, e isto com certeza fez com que o mesmo conseguisse um

destaque no programa de estágio e pudesse, ao final do programa, receber um *feedback* positivo em relação a este que foi o projeto principal desenvolvido ao longo do ano.

Desde o início do trabalho de graduação os gestores responsáveis pela contratação do aluno ofereceram total suporte e contribuição técnica, fazendo com que o resultado do texto fosse ainda mais satisfatório.

Portanto, este trabalho de graduação representa uma oportunidade de concluir a formação acadêmica em alto nível devido aos dados apresentados, que são dados reais de uma empresa consolidada nos mercados brasileiro e internacional e também uma oportunidade de destaque e de crescimento profissional dentro da empresa que fez com que o desenvolvimento fosse possível. Não é à toa que os nomes dos principais envolvidos da empresa estão na seção de “Agradecimentos” no início deste texto.

1.4 ESTRUTURA DA MONOGRAFIA

No capítulo 1 – Introdução, é dada uma explicação sobre o cenário onde o desenvolvimento tema deste estudo está inserido. São apresentados também os principais objetivos do desenvolvimento que é foco deste estudo e os motivos que levaram o autor a elaborar esta monografia. O motivo principal que pode ser observado pelo leitor é, sem dúvidas, o alto número de vendas que é previsto após o término do projeto.

Ao longo do Capítulo 2 – Fundamentação Teórica, o leitor irá encontrar informações que precisaram ser coletadas antes do início deste desenvolvimento pelo autor, que até o momento do trabalho tinha pouco conhecimento sobre este ramo da engenharia. Informações sobre processo de fabricação de mangueiras, sua composição e as normas internacionais que ditam suas aplicações serão fornecidas.

Além disso, será dada uma introdução sobre conjuntos montados, que são comprimentos de mangueira com duas conexões nas extremidades que montam os tubos condutores (mangueiras) aos equipamentos (no caso, caminhões).

Também, pode-se esperar dados e informações sobre os tipos de vedação mais comuns que existem no mercado de hidráulica, bem como as configurações desses terminais e seus processos de fabricação.

Finalizando o Capítulo 2, uma breve explicação sobre os procedimentos experimentais dos testes requeridos pelos clientes para homologação dos produtos é fornecida.

Já no Capítulo 3 – Resultados, é apresentado um estudo de custo que mostra a viabilidade do projeto e também informa ao leitor quanto a empresa pode esperar de lucro

com este desenvolvimento. Por motivos de confidencialidade, os dados de custo e receita serão apresentados em uma unidade financeira arbitrária (UF\$), a ser definida pelo autor. Para se ter uma noção da grandeza do projeto será feita uma relação entre essas unidades financeiras e a receita anual da empresa.

No mesmo capítulo são brevemente discutidos os resultados dos testes citados no Capítulo 2 e por fim serão exibidos os desenhos das conexões e do adaptador desenvolvidos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 A CORPORAÇÃO

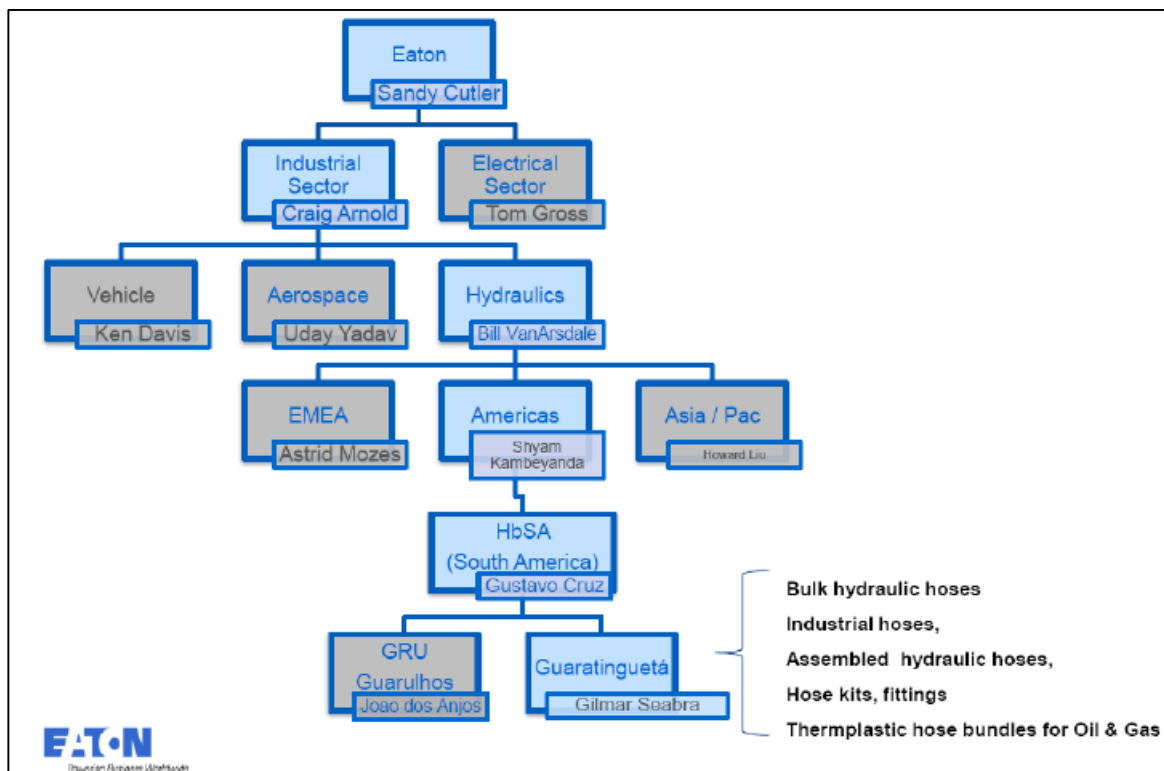
Nesta seção pretende-se apresentar a *Eaton Corporation* e mostrar como ela é estruturada, uma vez que este trabalho foi possível graças a essa estruturação e às oportunidades identificadas pela própria companhia.

A *Eaton Corporation* é uma empresa multinacional de gerenciamento de energia, fundada nos Estados Unidos da América no ano de 1911 por Joseph Oriel Eaton na cidade de Bloomfield, Nova Jersey. Atualmente, a sede da empresa é na Irlanda e é dirigida pelo CEO Alexander Cutler. (WEBSITE DA CORPORAÇÃO, 2014)

Está dividida em dois setores: *Industrial* e *Hydraulics*. Este, por sua vez, está subdividido pelas regiões em que atua: EMEA (Europa, Oriente Médio e África), APAC (Ásia e Pacífico) e Americas. Este último grupo divide-se ainda em América do Norte e América Latina. Ainda, dentro da divisão que atua na América Latina, o grupo *Hydraulics* está dividido em *Fluid Conveyance* (FC) e *Power & Motion Control* (PMC). O projeto que norteia este texto está incluso na parte de *Fluid Conveyance*, uma vez que representa transporte de fluidos através de condutos (mangueiras).

Na Figura 1, pode-se observar um fluxograma que representa a explicação anterior de como a Corporação está organizada.

Figura 1 – Hierarquia da Corporação (*Eaton Corporation*).



Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.2 TRUCK&BUS

Quanto à divisão *Fluid Conveyance* (transporte de fluidos), está subdividida, dentro da planta de Guaratinguetá, de acordo com as aplicações de mangueiras nos mercados produtores. As três divisões que correspondem aos mercados de aplicação são: Agrícola, Óleo & Gás e Caminhões & Ônibus.

Como já foi mencionado no início do texto, o projeto de desenvolvimento de conexões hidráulicas é para aplicações em caminhões e, portanto, está incluso no último dos três mercados citados no parágrafo anterior.

É um mercado que, assim como o mercado automotivo no geral, vem demonstrando um crescimento mas que no último ano (2014) foi freado pela crise no setor. Nas Figuras 2 e 3 pode-se ter uma noção de como as principais montadoras estão em termos de produtividade, comparando-se o número de caminhões e ônibus manufaturados em 2013 e 2014.

Figura 2 – Mercado de caminhões no Brasil em 2014.

Veículos Comerciais - Caminhões					
Ranking	Montadora	Acum/14	Acum/13	Varição acumulado	Participação de mercado
	Total	54 042	60 940	-11,3%	
1º	MAN	14 259	16 891	-15,6%	26,4%
2º	Mercedes-Benz	13 610	14 701	-7,4%	25,2%
3º	Volvo	8 173	7 646	6,9%	15,1%
4º	Ford	6 980	8 188	-14,8%	12,9%
5º	Scania	5 984	7 866	-23,9%	11,1%
6º	Iveco	3 600	4 302	-16,3%	6,7%
7º	International	594	252	135,7%	1,1%
8º	Agrale	152	204	-25,5%	0,3%
9º	Hyundai	85	120	-29,2%	0,2%
10º	DAF	52	8	550%	0,1%

Fonte: Anfavea

Fonte: Barros (2014).

Figura 3 – Mercado de ônibus no Brasil em 2014.

Veículos Comerciais - Ônibus					
Ranking	Montadora	Acum/14	Acum/13	Varição acumulado	Participação de mercado
	Total	11 433	13 060	-12,5%	
1º	Mercedes-Benz	4 821	4 860	-0,8%	42,2%
2º	MAN	3 049	3 991	-23,6%	26,6%
3º	Agrale	2 197	2 643	-16,9%	19,1%
4º	Volvo	644	668	-3,6%	5,6%
5º	Iveco	343	488	-29,7%	3,4%
6º	Scania	361	403	-10,4%	2,9%
7º	International	18	7	157,1%	0,2%

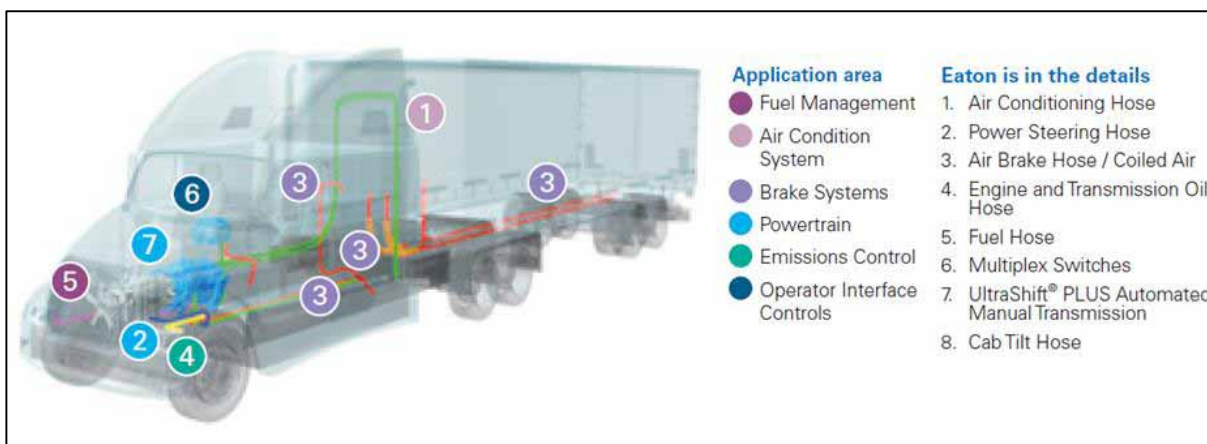
Fonte: Anfavea

Fonte: Barros (2014).

2.3 LINHAS DE PRODUTOS

Nesta seção serão apresentadas as principais aplicações que a planta de Guaratinguetá da Eaton oferece para o mercado de Caminhões & Ônibus. Na Figura 4 estão identificadas essas principais aplicações, e uma breve explicação é fornecida em seguida, contendo os diferentes tipos de mangueiras e as suas finalidades principais.

Figura 4 – *Overview* de aplicação de mangueiras Eaton em caminhões.



Fonte: Apresentação de slides para clientes. Arquivo interno da Eaton Corporation.

A partir da imagem acima, pode-se concluir que as principais aplicações de conjuntos Eaton no segmento de caminhões e ônibus no Brasil são:

- Ar condicionado
- Direção hidráulica
- Freio pneumático
- Resfriamento de óleo da transmissão
- Combustível
- **Basculamento de cabines (em desenvolvimento)**

Para as aplicações citadas são fornecidas mangueiras e conexões e, em alguns casos, adaptadores, como é abordado mais adiante. Por serem aplicações comuns ao mercado brasileiro, os equipamentos utilizados têm produção nacional e são itens seriados.

As mangueiras podem variar de acordo com a sua fabricação, apresentando reforço de trama têxtil para as aplicações que exigem pressões mais baixas (Exemplo: freio pneumático) ou de aço para pressões mais elevadas (Exemplo: linhas de pressão em direção hidráulica). Para os casos onde os conjuntos são fixados junto à longarina do caminhão e, portanto, não apresentam grande movimento relativo, também são utilizados tubos rígidos de aço e alumínio.

2.4 “CABOVER” X “TORPEDO”

“Cabover” (ou “COE”, ou ainda *“flat nose”*, “cabine avançada” ou “cara-chata”) e “Torpedo” (ou *“conventional”*, “focinhudo”, “bicudo”) são os dois tipos de cabine que podem ser encontrados nos caminhões de diferentes montadoras (OEMs). O objeto de estudo deste texto são os caminhões nos quais o motorista fica sentado acima do motor e do eixo frontal, i.e., os *“Cab Over Engine”* ou simplesmente “Cabover”. O outro tipo de design da cabine refere-se aos caminhões que apresentam um “nariz”, ou seja, aqueles nos quais o motorista fica sentado atrás do motor. As Figuras 5 e 6 ilustram os dois tipos de cabines descritos: Cabover e Torpedo, respectivamente.

Figura 5 – Cabine tipo “Cabover”.



Fonte: Maio (2014).

Figura 6 – Cabine tipo “Torpedo”.



Fonte: Sanchez (2014).

O modelo da Figura 5, que será discutido no texto, o “Cabover”, foi inventado por Viktor Schreckengost, designer americano, em 1932. O design foi então patenteado pelo inventor em 1934. Sua invenção foi de grande valia para motoristas durante a Depressão nos EUA, que eram pagos pela carga que seria transportada. A invenção de Schreckengost possibilitou um aumento da capacidade de carga dos caminhões e, desta forma, o ganho na carga e na quantia paga aos caminhoneiros pagava o investimento no caminhão em um ano. (BERNSTEIN, 2008)

O que vem sendo estudado desde então são as vantagens e as desvantagens quando as duas configurações de cabine são comparadas. A seguir estão listados alguns tópicos relevantes a esta comparação:

2.4.1 Manobrabilidade

Os caminhões de cabine avançada são os preferidos quando se trata de manobrabilidade. Isto porque a cabine ocupa menos espaço nas ruas e o motorista tem mais visibilidade. Esta vantagem se torna ainda maior quando são necessárias entregas em perímetros urbanos e em ruas movimentadas. Além disso, na Europa e no Brasil as ruas são mais estreitas, e são nesses países que vemos as cabines avançadas com maior frequência. Nos EUA, as ruas são mais largas e essa preocupação é menos importante. Vantagem: Cabine Avançada.

2.4.2 Opções de motores

As cabines convencionais, de acordo com Gillies (2013), engenheiro líder da *GE Capital Fleet Services*, apresentam uma maior faixa de potência de motores para ser escolhida. Isto permite ao empregador escolher mais precisamente o tipo de motor, sua potência e torque necessários, para determinadas atividades de acordo com o serviço prestado.

Como referência, a montadora Kenworth (Washington, EUA) tem em seu portfólio caminhões dos dois tipos para as Classes 6 e 7, que são medidas de acordo com a tonelagem, isto é, a capacidade de carga. A Classe 6 representa caminhões com tonelagem entre 8846 e 11793 kg e portanto é classificado como *medium duty*. A Classe 7 representa caminhões com tonelagem entre 11794 e 14969 kg e portanto é classificado como *heavy duty*. (DOT - DEPARTMENT OF TRANSPORTATION, 2012)

DOT (2012) cita que os modelos de cabine avançada oferecem 3 opções de potência e torque para seus motores, de 220 hp a 250 hp e até 660 lb.ft de torque. Já os modelos de

cabine convencional oferecem quase uma dúzia de opções, variando de 200 hp a 325 hp, com até 750 lb.ft de torque.

A aplicação do caminhão é um fator chave neste aspecto. Por exemplo, se a aplicação for em viagens longas e duradouras e uma carga pesada deve ser transportada, então a cabine convencional com alta potência e alto valor de torque deve ser escolhida. Vantagem: Cabine Convencional.

2.4.3 Economia de Combustível

Modelos de cara-chata tendem a ser mais econômicos, uma vez que seus motores são menores. Esta diferença pode ser melhor evidenciada em caminhões Classe 4 e 5, onde os motores são basicamente diesel de 4 cilindros. Caminhões torpedo destas mesmas classes tendem a utilizar motores V-8 ou até mesmo V-10. Para classes maiores (6-7), porém, esta diferença é mínima, com ambas as configurações sendo movidas por motores grandes. (GILLIES, 2013)

Portanto, o tipo mais eficiente depende da classe do caminhão: quanto maior a classe, menor a diferença. Vantagem: Empate.

2.4.4 Conforto

Cabines convencionais oferecem uma maior flexibilidade e opções de customização, além de um espaço maior na cabine onde pode ser instalada uma cama para os momentos de descanso quando motorista não está dirigindo – semelhante a um trailer ou semi-trailer. Além disso, o procedimento de subir e descer do caminhão é mais complicado nos modelos de cabine avançada, onde o espaço entre o banco e a porta é reduzido. Nas rotas pequenas, porém, como em entregas urbanas, a questão de conforto não é tão relevante.

Além disso, vale ressaltar que, pelo fato de estar localizado diretamente acima do motor, o motorista de um caminhão de cabine avançada é submetido a uma temperatura mais alta e a ruídos mais incômodos. Com novas tecnologias e materiais isolantes, porém, estes desconfortos vêm se tornando cada vez mais insignificantes.

Outro problema referente ao conforto é o excesso de vibração. Blood (2011) publicou resultados de estudos utilizando métodos repetidos com 13 carreteiros diferentes, percorrendo caminhos em perímetros urbanos e também em estradas e com o auxílio de um sistema de medição de vibração tri-axial, de acordo com as normas ISO (*International Organization for*

Standardization) 2631-1 e 2631-5. Notou-se um nível de vibração muito maior nos três eixos (x, y, z) nos caminhões com cabines avançadas. Também, verificou-se que a vibração é menor nas rodovias que nas cidades. Vantagem: Cabine Convencional.

2.4.5 Preço de Aquisição

Modelos de cabine avançada, de acordo com Gilles (2013), são em média de 3 a 5% mais caros que os modelos de cabine convencional. Estes dados, porém, são aplicáveis apenas aos EUA, onde a produção de caminhões cara-chata e a concorrência são significativamente menores e portanto os custos são mais elevados. No Brasil e na Europa esta não é uma realidade. Vantagem: Empate.

2.4.6 Facilidade de Manutenção

Nas cabines avançadas o mecânico ou motorista tem maior acessibilidade aos componentes do motor, uma vez que as cabines basculantes permitem um maior espaço para que sejam realizadas as operações de manutenção. Isto reduz tempo de reparo e, conseqüentemente, os custos. Este mecanismo de cabine basculante, de acordo com Flower (1983), é o grande responsável por esta facilidade. Antigamente era necessário desmontar a cabine para se ter acesso ao motor e seus componentes.

A manutenção nos caminhões focinhudos é idêntica à dos automóveis utilitários, onde é necessário apenas levantar o capô mas as partes não são extremamente acessíveis.

Nos EUA, porém, as peças para caminhões de cabine avançada custam mais, existem menos opções de lojas e menos oficinas especializadas nestes reparos. Isto pode dificultar a manutenção. Vantagem: Cabine Avançada. (GILLIES, 2013).

2.4.7 Segurança

De acordo com Souza (2006), a maior preocupação dos motoristas quando o modelo cara-chata foi introduzido no Brasil, a segurança, também tem seu destaque nesta comparação. No passado, os motoristas temiam o “efeito Kombi”, isto é, temiam que no evento de uma colisão não houvesse nada entre o motorista e o objeto com o qual o caminhão colidisse e ele fosse o primeiro a ser atingido. Contudo, atualmente o uso de barras de proteção nas portas e de *airbags* tem minimizado esta preocupação, uma vez que a segurança

de ambos os modelos é a mesma. Também não existe mais a preocupação de a cabine bascular durante a viagem devido aos mecanismos de travamento. Vantagem: Empate.

2.4.8 Regulamentação

O principal motivo para o uso e produção em larga escala dos “Cabovers”, foram as regulamentações que controlam o comprimento máximo permitido dos caminhões. Nos EUA, a regra existe apenas para o comprimento da carroceria, enquanto o comprimento máximo da cabine (ou cavalo-mecânico) é ilimitado. Por isso os caminhões torpedo são amplamente utilizados. Ao contrário desta regra, no Brasil e na Europa as leis regulam o comprimento máximo total do caminhão, isto é, o comprimento da ponta da cabine até a extremidade traseira da carroceria. No Brasil, de acordo com o CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) e Coelho (2010) o comprimento máximo permitido é de 18,15 metros, enquanto na Europa este valor máximo é de 25,25 metros.

Com isto, as cabines avançadas permitem uma maior capacidade de carga e, conseqüentemente, um valor maior é pago pelo transporte. Vantagem: Cabine Avançada.

2.4.9 Conclusão

Após a avaliação de todos os aspectos acima, pode-se concluir que existem vantagens e desvantagens em ambas as configurações, e a escolha deve ser feita baseada no tipo de aplicação no caminhão. No entanto, as leis de cada país determinam qual o tipo mais produzido pelos OEMs.

No Brasil, local onde este texto se aplica, algumas montadoras produzem apenas caminhões de cabine avançada, como é o caso da MAN (Volkswagen) e da Iveco (FIAT). Paralelamente, a Volvo e a Mercedes-Benz produzem ambos os modelos, pois a procura existe para os dois casos.

Souza (2006) diz que merecem destaque, também, a Ford, que leva vantagem sobre a concorrência com os caminhões Ford Cargo, e a Scania, que foi responsável por mudar o preconceito contra os caminhões cara-chata no Brasil: foi responsável por montar uma caravana e sair rodando pelas estradas do país, permitindo que, nos postos de gasolina, os carreteiros pudessem dirigir os caminhões e testá-los.

2.5 O MECANISMO

De acordo com Adams (2001), o primeiro caminhão desenvolvido com o mecanismo de cabine basculante é creditado à montadora norte-americana Sterling. Desde o início do século 20 até o final da década de 2000, quando esta montadora foi “desativada” pelo grupo que então comandava a companhia, o grupo DaimlerChrysler, ela foi marcada por grandes avanços e designs pioneiros no mercado de caminhões.

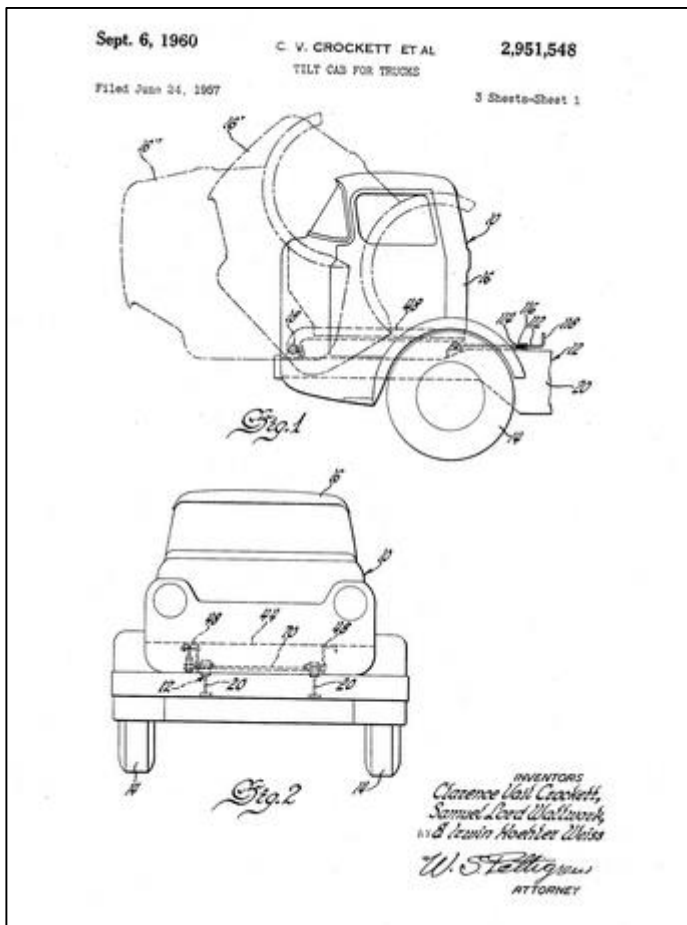
Inicialmente era chamada de Sternberg, mas teve seu nome mudado para Sterling após o sentimento anti-alemão que tomou conta do mundo após a Primeira Guerra Mundial. É creditado a ela este pioneirismo na aplicação do mecanismo, e diversas fontes citam que no final da década de 1930 alguns caminhões de sua frota contavam com um inovador sistema de basculamento traseiro de cabines. A partir da década de 1940 começam a surgir as primeiras citações do mecanismo como ele é conhecido atualmente, e desde então várias patentes foram registradas relacionadas a este sistema. A seguir são apresentadas algumas destas.

A primeira patente relevante que será mencionada é datada de 1983, e o inventor responsável foi Wallace C. Flower. Esta patente descreve o mecanismo conforme a seguir:

O mecanismo de assistência de basculamento deve ser utilizado com um sistema de suspensão para erguer a cabine acima do motor em caminhões, sistema este que é montado entre a cabine e a estrutura em ambos os lados da parte frontal do caminhão e é operável para permitir a rotação desta cabine em relação a um eixo pivotante. É responsável por suportar todo o carregamento imposto pelo peso da cabine durante toda a operação sem afetar a rigidez e a resposta de amortecimento do sistema de suspensão entre a cabine e a estrutura. (FLOWER, 1983, p. 01, Resumo).

Uma segunda patente faz referência aos inventores Crockett, Wallwork e Weiss, sendo a General Motors o beneficiário original. Esta, por sua vez, descreve um mecanismo que contrabalança o momento exercido pela cabine em relação ao eixo pivotante quando a operação é executada, seja durante o basculamento ou durante a volta à posição original. A Figura 7 ilustra o funcionamento deste mecanismo patenteado.

Figura 7 – Imagem do mecanismo de Crockett, Wallwork e Weiss:



Fonte: Crockett, Wallwork e Weiss (1957).

Boyce, Fieck e Fournier (1962) também são reconhecidos por avanços nesse sistema da General Motors. Esta última patente é similar à segunda que foi apresentada neste texto e descreve um sistema para auxiliar na distribuição do carregamento durante toda a operação de pivotamento. Enquanto a cabine é levantada, o sistema atua freando-a para que não tombe para a frente. Enquanto é recolhida, o sistema atua freando-a para evitar que tombe para trás. A condição de menor esforço é quando a cabine atinge o ponto central de seu movimento.

A Figura 8 ilustra claramente como funciona o sistema de cabine basculante:

Figura 8 – O mecanismo de cabine basculante.



Fonte: Website Toyota Kuwait (2014).

2.6 A MANGUEIRA

Para que este projeto fosse possível, ou seja, para que fosse necessário o desenvolvimento das conexões hidráulicas, era necessário que houvesse primeiramente uma mangueira na qual essas conexões fossem montadas, caracterizando um *conjunto montado*.

O interesse da Eaton em fornecer mangueiras montadas para esta aplicação em basculamento de cabines de caminhões já existia desde o final da década de 2000, porém não foi possível naquela época pelo fato de não haver no portfólio da empresa uma mangueira com as características necessárias: mangueira que atendesse à norma SAE J517, classe 100R8, com diâmetro interno de 1/8". No entanto, após a aquisição da linha de mangueiras Synflex® – até o momento da compra era esta linha de produtos era pertencente ao grupo Saint-Gobain, que produzia mangueiras e tubos termoplásticos – pela Eaton, existe uma mangueira que atende a essas especificações.

A norma SAE J517 (2013) descreve as mangueiras padronizadas pela classe 100R8 conforme a seguir:

Mangueira termoplástica de alta pressão, deve ser utilizada com fluidos sintéticos a base de petróleo e água dentro de uma faixa de temperatura variando de -40 a 93°C . Possui um tubo interno termoplástico resistente a fluidos hidráulicos, reforço de fibra sintética e uma cobertura resistente a fluidos hidráulicos e ao intemperismo. Mangueiras de acordo com a norma 100R8 não condutivas são identificadas com

uma fita alaranjada e apropriada. Faixas de pressão são similares às da norma 100R2. (SAE J517, 2013-2).

Nota: a norma SAE J517 é a norma que especifica a construção, os tamanhos e a faixa de pressão que as mangueiras devem apresentar ou suportar. É a norma que rege o mercado de mangueiras, sendo referência para todos os fabricantes. De acordo com Kemper e Korane (2010), esta norma continua sendo o *benchmark* para dimensões e performances de mangueiras hidráulicas. Mesmo assim, muitos fornecedores oferecem mangueiras com faixas de pressão mais elevadas, com maior vida útil e mais flexíveis do que as padronizadas. Nas Figuras 9 e 10 mostrados dois quadros, um mostrando as especificações gerais da norma SAE J517 e outro mostrando as exigências desta norma para a série 100R8. Ambos foram retirados do texto original da norma em questão. Na Figura 9 pode ser lido que a pressão mínima de ruptura de mangueiras que atendem à esta norma deve ser pelo menos quatro vezes maior que a pressão de trabalho.

Figura 9 – Especificações gerais da norma SAE J517 (2013).

Hose Type	3.2 (-2)	5 (-3)	6.3 (-4)	8 (-5)	10 (-6)	12.5 (-8)	16 (-10)	19 (-12)	25 (-16)	31.5 (-20)	38 (-24)	51 (-32)	63 (-40)	78 (-48)	89 (-56)	102 (-64)
100R1AT ⁽³⁾		25	22.5	21.5	18	16	13	10.5	8.8	6.3	5	4				
100R2AT ⁽³⁾		41.5	40	35	33	27.5	25	21.5	16.5	12.5	9	8	7			
100R3		10.5	8.7	8.4	7.8	7	6.1	5.2	3.9	2.6						
100R4								2.1	1.7	1.4	1.05	0.7	0.4	0.4	0.3	0.25
100R6		3.5	2.8	2.8	2.8	2.8	2.4	2.1								
100R7	21	21	19.2	17.5	15.7	14	10.5	8.7	7							
→ 100R8	42	35	35		28	24.5	19.2	15.7	14							
100R12					28	28	28	28	28	21	17.5	17.5				
100R13								35	35	35	35	35				
100R15					42	42		42	42	42	42					
100R16 ⁽⁴⁾			40	35	33	27.5	25	21.5	16.5	12.5						
100R17		21	21	21	21	21	21	21	21							
100R18	21	21	21	21	21	21	21	21	21							
100R19		28	28	28	28	28	28	28	28							

NOTE: Minimum burst pressure of 100R hoses is at least 4 times maximum working pressure.

Fonte: Norma SAE J517 (2013).

Figura 10 – Especificações da norma SAE J517 (2013) para a classe 100R8


TABLE 17 - DIMENSIONS AND SPECIFICATIONS FOR SAE 100R8 HOSE						
Dimensions are in millimeters						
Metric Size ⁽¹⁾	SAE Dash Size ⁽²⁾	ID Min	ID Max	OD Max	Max Working Pressure MPa	Min Bend Radius ⁽³⁾
3.2	-2	3.4	4.0	10.5	42	25
5	-3	4.6	5.4	14.6	35	90
6.3	-4	6.2	7.0	16.8	35	100
10	-6	9.3	10.3	20.3	28	125
12.5	-8	12.3	13.5	24.6	24.5	180
16	-10	15.5	16.7	29.8	19.2	205
19	-12	18.6	19.8	33.0	15.7	240
25	-16	25.0	26.4	38.6	14	300

Fonte: Norma SAE J517 (2013).

Uma imagem do catálogo da Eaton referente à mangueira termoplástica citada acima que será utilizada para o basculamento das cabines de caminhões, cujo *part number* (código) Eaton é **3800-02-250BX**, pode ser observada na Figura 11.

Figura 11 – Imagem de catálogo da mangueira utilizada no sistema de cabines basculantes.

3800
High Pressure
Meets SAE 100R8 performance



# Part Number	Hose Size	DN	Hose I.D.		Hose O.D.		Max. Operating Pressure		Burst Pressure		Min. Bend Radius		Weight		Length	
			mm	in	mm	in	bar	psi	bar	psi	mm	in	kg/m	lbs/ft	m	ft
3800-02	-02	3	3,2	0.13	8,5	0.34	413	6,000	1,655	24,000	20,0	0.81	0,04	0.03	Bulk	Bulk
3800-02-250BX	-02	3	3,2	0.13	8,5	0.34	413	6,000	1,655	24,000	20,0	0.81	0,04	0.03	76,2	250
3800-03	-03	5	4,8	0.19	11,0	0.43	345	5,000	1,379	20,000	38,0	1.50	0,09	0.06	Bulk	Bulk
3800-03-250BX	-03	5	4,8	0.19	11,0	0.43	345	5,000	1,379	20,000	38,0	1.50	0,09	0.06	76,2	250
3800-04	-04	6	6,4	0.25	13,5	0.53	345	5,000	1,379	20,000	51,0	2.00	0,12	0.08	Bulk	Bulk
3800-04-250BX	-04	6	6,4	0.25	13,5	0.53	345	5,000	1,379	20,000	51,0	2.00	0,12	0.08	76,2	250
3800-06	-06	10	9,5	0.38	16,9	0.67	276	4,000	1,103	16,000	64,0	2.50	0,16	0.11	Bulk	Bulk
3800-06-250BX	-06	10	9,5	0.38	16,9	0.67	276	4,000	1,103	16,000	64,0	2.50	0,16	0.11	76,2	250
3800-08	-08	12	12,7	0.50	21,3	0.84	240	3,500	965	14,000	102,0	4.00	0,22	0.15	Bulk	Bulk
3800-08-250BX	-08	12	12,7	0.50	21,3	0.84	240	3,500	965	14,000	102,0	4.00	0,22	0.15	76,2	250

Construction:
Tube: Nylon
Reinforcement: Braided, high-tensile aramid fiber
Cover: Black, perforated polyurethane

Operating Parameters:
 Temperature Range
 -40°C to +100°C
 (-40°F to +212°F)
 or
 -40°C to +66°C
 (-40°F to +150°F)
 with water-based, or fire-resistant, fluids
 Change in working length at working PSI \pm 2%

Applications:

- General hydraulics
- Machine tools
- Mobile equipment
- Agricultural equipment
- Marine steering

Features:

- 100R8 performance with 100R7 dimensions for fitting versatility
- Low volumetric expansion

Fonte: Catálogo da Eaton Corporation.

Conforme a figura, a mangueira 3800-02-250BX é uma mangueira com tubo interno de nylon, revestido por um trançado de kevlar – material usado em coletes militares à prova de balas – e uma cobertura de material termoplástico. Possui diâmetro interno de 1/8” (aproximadamente 3,2 mm) e sua pressão de trabalho é de 420 bar. Isto quer dizer que sua pressão de ruptura é de 1680 bar, uma vez que as normas internacionais SAE, DIN e EN ditam que mangueiras hidráulicas devem apresentar um coeficiente de segurança de 4,0. (HUNT E VAUGHAN, 1996, p.289). Esta mangueira, portanto, atende às especificações da série 100R8 da norma SAE J517 (2013).

De acordo com Hunt e Vaughan (1996), a maioria das mangueiras hidráulicas é desenvolvida para atender a faixas de pressão pré-determinadas pelas normas internacionais. Durante o desenvolvimento de tais mangueiras, três pressões devem ser consideradas: pressão máxima de operação, pressão de teste ou de prova e pressão mínima de ruptura. A primeira é normalmente um quarto da última, conferindo às mangueiras o referido coeficiente de

segurança de 4:1. Diferentes fabricantes podem apresentar pequenas variações nesses parâmetros, como coeficientes de segurança acima de 4:1 ou reduzidos até 3:1.

Desde que passou a ser possível fornecer o tubo flexível que será responsável pela condução do fluido de trabalho, foi-se em busca do objetivo deste estudo: desenvolver as conexões para montar a mangueira no circuito hidráulico. Para isto, precisaram ser definidas algumas diretrizes para este desenvolvimento, que serão analisadas mais enfaticamente nas seções a seguir.

2.7 TIPOS DE VEDAÇÃO

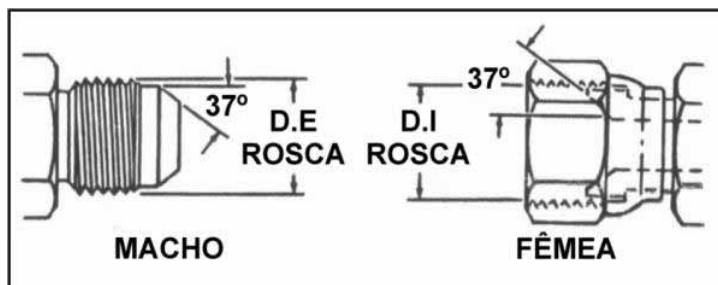
No mercado de *Fluid Conveyance* podem-se encontrar vários tipos de vedações entre as mangueiras (tubulações) e máquinas. Para cada aplicação, faixa de pressão ou cliente, o tipo de vedação requerido pode variar.

A seguir estão listados os principais tipos encontrados no mercado brasileiro e suas características. Ao final desta seção está descrito o tipo de vedação utilizado nas conexões que são objetivo deste projeto, bem como o motivo desta escolha.

2.7.1 Padrão JIC (*Joint Industry Council*)

Este é um padrão internacional americano classificado pela SAE. Nele, existe um assento com uma inclinação de 37° tanto no macho quanto na fêmea. A vedação acontece quando os assentos do macho e da fêmea se tocam, e é feita pela interface metal-metal. A rosca é medida em polegadas, uma vez que é um sistema americano. A Figura 12 descreve este tipo de vedação e uma tabela contendo as medidas de rosca para as diferentes bitolas:

Figura 12 – Representação de rosca padrão JIC.



Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

Figura 13 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão JIC.

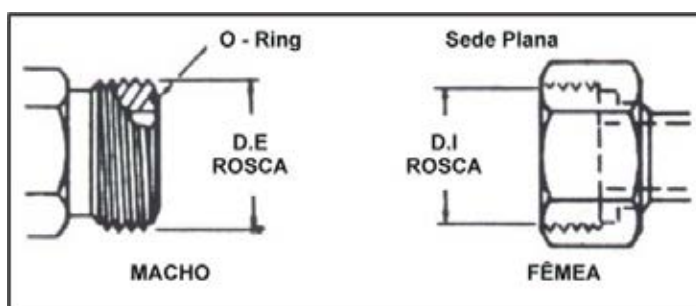
BITOLAS		
Pol.	Abrev.	Nominal da Rosca
1/8	02	5/16-24
3/16	03	3/8-24
1/4	04	7/16-20
5/16	05	1/2-20
3/8	06	9/16-18
1/2	08	3/4-16
5/8	10	7/8-14
3/4	12	1 1/16-12
1	16	1 5/16-12
1 1/4	20	1 5/8-12
1 1/2	24	1 7/8-12
2	32	2 1/2-12

Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.7.2 Padrão ORS (*O-Ring Seal*)

No caso da vedação ORS, o padrão de rosca também é medido em polegadas. É um padrão de rosca paralela no qual a vedação é feita na interface elastômero-metal. O material do O-ring varia de acordo com a compatibilidade deste com o fluido utilizado no circuito. O lado macho apresenta um alojamento para o O-Ring em sua face frontal. Na Figura 14 é ilustrado este tipo de vedação e novamente uma tabela contendo as medidas de rosca para os diferentes diâmetros é apresentada:

Figura 14 – Representação de rosca padrão ORS.



Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

Figura 15 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão ORS.

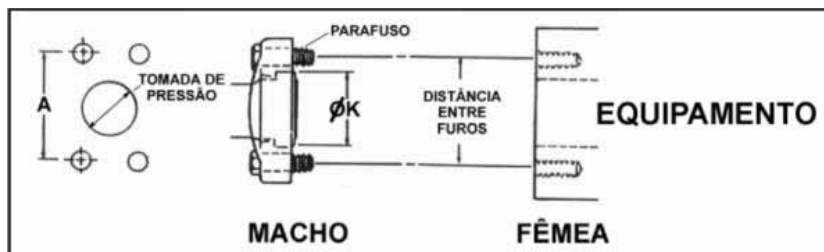
BITOLAS		
Pol.	Abrev.	Nominal da Rosca
1/4	04	9/16-18
3/8	06	11/16-16
1/2	08	13/16-16
5/8	10	1-14
3/4	12	1 3/16-12
1	16	1 7/16-12
1 1/4	20	1 11/16-12
1 1/2	24	2-12

Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.7.3 Padrão Flange

As conexões flange são geralmente aplicadas quando a pressão do sistema é elevada. Nelas, uma espécie de “arreiço” (em inglês, *harness*) é responsável por unir os tubos, através de junções porca-parafuso. Podem ser classificadas em código 61 ou 62 de acordo com a faixa de pressão, sendo este para pressões mais elevadas que aquele. Nos casos onde as flanges são montadas, geralmente é fornecido um kit completo contendo os parafusos (podem variar em quantidade), os meio-flanges e os O-Rings. As Figuras 16 e 17 ilustram este tipo de vedação e uma tabela fazendo referência aos diâmetros internos dos flanges de acordo com sua classificação e código de bitola, respectivamente.

Figura 16 – Representação de rosca padrão Flange.



Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

Figura 17 – Medidas de diâmetros para as diferentes bitolas – padrão Flange.

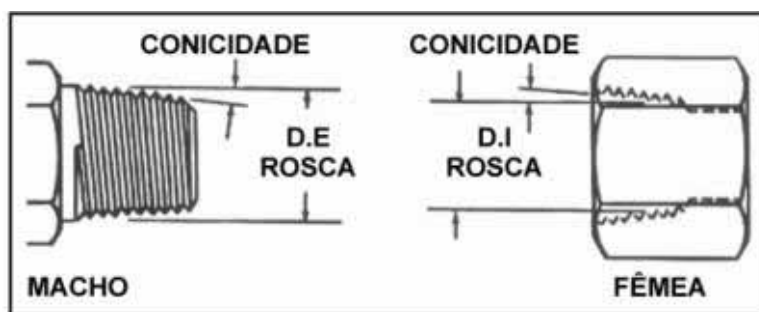
Bitolas		D.I. Tomada de Pressão		Dimensão dos Parafusos em Polegada		Distância entre Furos "A"				Diâmetro do Flange "K"			
Pol.	Abrev.	Pol.	mm	Cód.61	Cód.62	Cód.61		Cód.62		Cód.61		Cód.62	
						Pol.	mm	Pol.	mm	Pol.	mm	Pol.	mm
½	08	1/2	12.7	5/16-18x1 1/4	5/16-18x1 1/4	1 1/2	38,1	1 19/32	40.3	1 3/16	30.22	1 1/4	31.8
¾	12	¾	19.0	3/8-16x1 1/4	3/8-16x1 1/2	17/8	47.8	2	50.8	1 1/2	38.1	1 5/8	41.4
1	16	1	25.4	3/8-16x1 1/4	7/16-14x1 3/4	2 1/16	52.3	2 1/4	57.2	1 3/4	44.5	1 7/8	47.8
1 1/4	20	1 1/4	31.2	7/16-14x1 1/2	1/2-13x1 3/4	2 5/16	58.7	2 5/8	66.8	2	50.8	2 1/8	54.1
1 1/2	24	1 1/2	38.1	1/2-13x1 1/2	5/8-11x2 1/4	2 3/4	69.8	3 1/8	79.2	2 3/8	60.5	2 1/2	63.5
2	32	2	50.8	1/2-13x1 1/2	3/4-10x2 3/4	3 1/16	77.7	3 13/16	96.8	2 13/16	71.4	3 1/8	79.2

Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.7.4 Padrão NPT (*National Pipe Taper*)

Este padrão também é americano e foi desenvolvido inicialmente para vedar sistemas de transporte de combustível. A vedação é feita através da deformação da rosca da parte macho (cônica) quando é apertada contra a rosca fêmea (também cônica). (ANSI/ASME B1.20.1-1983, 1992). Normalmente, após montada uma vez e desmontada, não se consegue montar uma vedação NPT uma segunda vez. Novamente, os padrões de rosca são medidos em polegadas. A seguir, uma imagem que ilustra este tipo de vedação e uma tabela contendo os valores de rosca para os diferentes diâmetros.

Figura 18 – Representação de rosca padrão NPTF.



Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

Figura 19 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão NPTF.

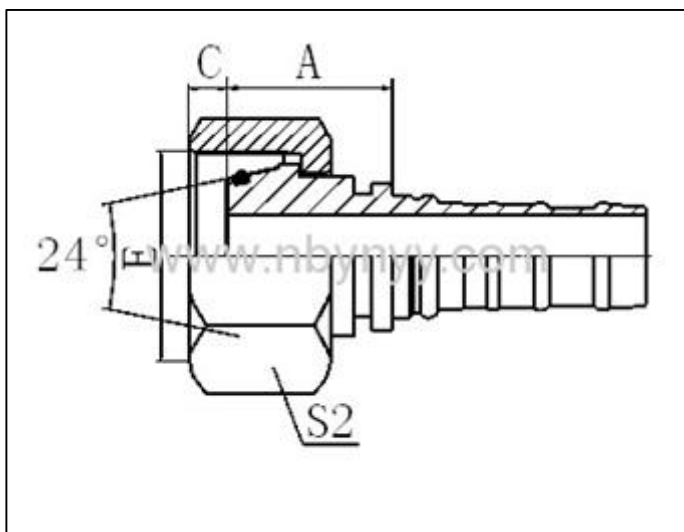
BITOLAS		
Pol.	Abrev.	Nominal da Rosca
1/8	2	1/8 - 27
1/4	4	1/4 - 18
3/8	6	3/8 - 18
1/2	8	1/2 - 14
3/4	12	3/4 - 14
1"	16	1-11 1/2
1 1/4	20	1 1/4 -11 1/2
1 1/2	24	1 1/2- 11 1/2
2"	32	2 - 11 1/2

Fonte: Apresentação de slides informativa. Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.7.5 Padrão DKO

Este tipo de vedação, último ao qual será dada ênfase neste estudo, foi o escolhido para o desenvolvimento das conexões reta e curva 90° para aplicação em basculamento. Isto porque o cliente que “ditou” este projeto, isto é, o cliente que possibilitou o projeto pois demonstrou interesse em contar com produtos Eaton, tem origem alemã. Isto quer dizer que grande parte dos sistemas de fixação deste cliente em particular utilizam rosca métrica. A vedação DKO segue os padrões da norma DIN (em alemão, *Deutsches Institut für Normung*, Instituto Alemão de Normas). A rosca, no caso da vedação DKO, é métrica. Inclusive, ambas as conexões desenvolvidas apresentam rosca métrica M12 (bitola 6 para DKO leve). O padrão DKO, assim como o flange, pode ser dividido em série leve e pesada. É caracterizado por um assento de 24°, conforme a Figura 20. Na Figura 21 uma tabela contendo os tamanhos de rosca de acordo com o código da bitola é apresentada.

Figura 20 – Representação de rosca padrão DKO.



Fonte: HiSupplier.com, 2015.

Figura 21 – Medidas de rosca para as diferentes bitolas – padrão DKO.

Fitting Size	Thread ^a	Dimensions in millimeters							
		d ₁ ^b Metric Hose Size	d ₁ ^b SAE Hose Dash Size	d ₂ ^b min	L ₁₅ ref	L ₁₆ ^c max	S ₆ ^d Standard X36M01XX	S ₆ ^e Optional X3601XX	
4-4	7/16-20	6.3	-4	3	16.6	66.5	14	14.3	
6-5	9/16-18	8	-5	5	18.3	67.6	19	17.5	
6-6	9/16-18	10	-6	6	18.3	70.6	19	17.5	
8-6	3/4-16	10	-6	6	20.4	73.9	22	22.2	
8-8	3/4-16	12.5	-8	8	20.4	82.3	22	22.2	
10-8	7/8-14	12.5	-8	8	22.3	83.1	27	25.4	
10-10	7/8-14	16	-10	11	22.3	89.4	27	25.4	
12-10	1-1/16-12	16	-10	11	23.1	92.2	32	31.8	
10-12	7/8-14	19	-12	14	22.3	92.2	27	25.4	
12-12	1-1/16-12	19	-12	14	23.1	92.2	32	31.8	
16-16	1-5/16-12	25	-16	19	27.3	108.7	41	38.1	

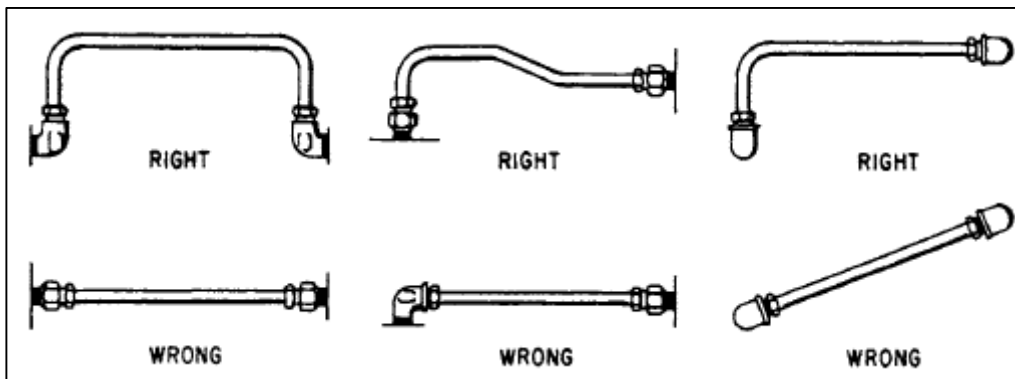
Fonte: Norma SAE J516 (2011).

2.6 CONFIGURAÇÕES DE CONEXÕES

2.6.1 Retas ou Cotovelos

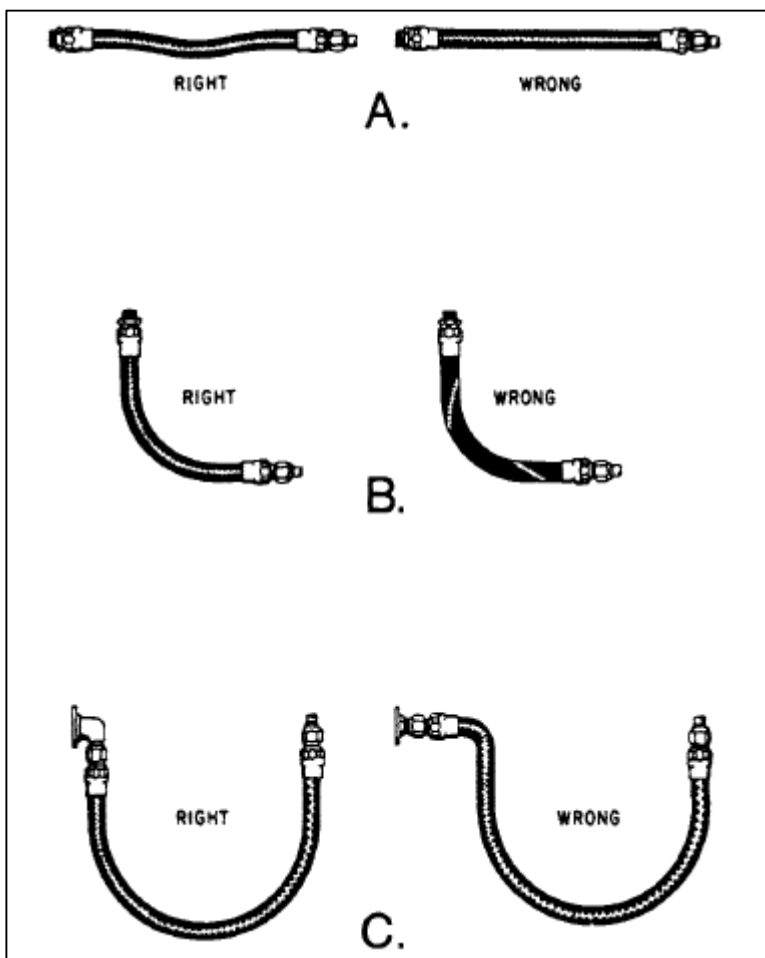
Além dos diferentes tipos de rosca e vedação que existem no mercado de transporte de fluidos, existem também diferentes configurações, isto é, diferentes formatos que as conexões podem ter. Isto é definido de acordo com a posição de montagem dos conjuntos mangueira mais conexões nos circuitos das máquinas. As Figuras 16 e 17 representam algumas dessas posições a maneira correta de montar os conjuntos:

Figura 22 – Posições corretas de montagem de mangueiras.



Fonte: Mobley (2007).

Figura 23 – Posições corretas de montagem de mangueiras.



Fonte: Mobley (2007).

Portanto, pode-se perceber que após ser definido o tipo de vedação de uma certa conexão, é necessário analisar as dimensões e posições das linhas do circuito hidráulico a ser montado na máquina pois, de acordo com a necessidade, uma conexão curva pode ser requerida. No caso do projeto estudado, foram desenvolvidas uma conexão reta e uma curva com cotovelo de 90°. As mais comuns no mercado são as retas, as curvas a 45° e curvas a 90°.

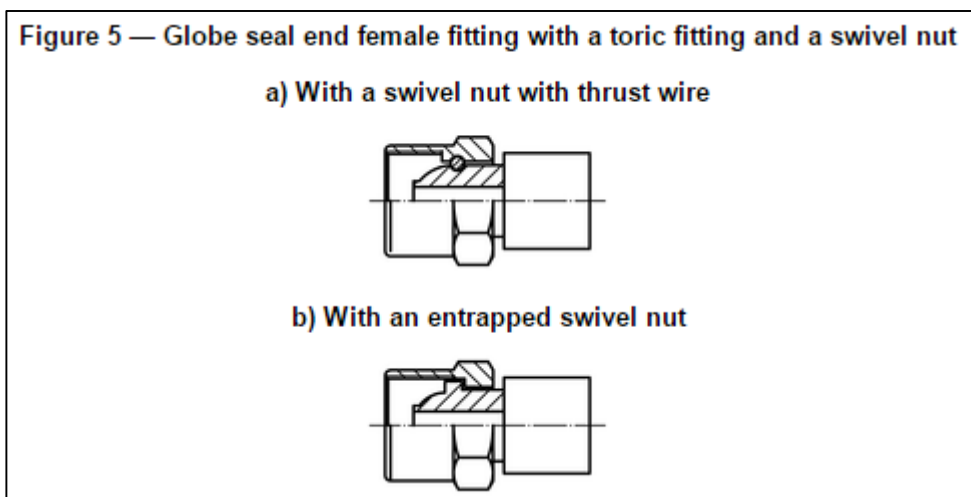
Existem, porém, variados tipos de conexões especiais, como curvas a 70° ou até mesmo a 180°.

2.6.2 Processos de Montagem

No caso das conexões desenvolvidas neste estudo, ambas as conexões, tanto a reta como a curva a 90°, são do tipo fêmea. Isto significa que elas apresentam uma porca giratória que será fixada em algum ponto do caminhão cuja cabine será levantada em uma rosca do tipo macho, que será mantida fixa durante a montagem.

Existem maneiras diferentes de se montar conexões do tipo fêmea com porcas giratórias. Duas dessas maneiras são explicadas nos tópicos a seguir, as duas mais comuns na fabricação de conexões Eaton.

Figura 24 – Esquema de conexão com porca e arame (a) e com porca sobreposta (b).



Fonte: Norma ISO 8153-1:2009(en).

2.6.2.1 Porca + arame (*Thrust Wire*)

Apesar de antigo e consolidado, este tipo de conexão está caindo em desuso devido à facilidade e ao menor custo de montagem de conexões com porca sobreposta (próxima seção), que utilizam menos material e têm uma manufatura mais enxuta, o que facilita o processo de montagem e reduz custos.

Prasanga et al (2013) afirma que este método de montagem é utilizado quando se procura reduzir o peso do conjunto. O autor afirma, ainda, que este sistema apresenta baixos coeficientes de atrito, mas a perda de eficiência por motivos de folga entre as partes é algo a ser levado em conta.

Em alguns casos, porém, não é recomendada a utilização de porcas sobrepostas. Isto porque, durante a prensagem da porca, pode ser que a mesma seja danificada. Além disso, a zincagem (galvanização) é prejudicada quando é feita com a porca já montada, uma vez que ela fica solta no tubo e o banho não é homogêneo, podendo aparecer pontos de corrosão. Pannoni (2009) diz que, na maioria dos ambientes naturais, o zinco apresenta velocidade de corrosão bem inferior à do aço. Em pontos de descontinuidade no revestimento, o zinco o protege através de um mecanismo conhecido como “proteção catódica”, por ser um material menos nobre que o aço. (PANNONI, 2009)

Este sistema consiste em uma usinagem na qual é feita um canal na porca e um canal na cabeça de vedação da conexão, de forma que metade do diâmetro deste canal fique alojado na porca e metade na cabeça ou nipple. Neste canal, é inserido um arame por um furo passante que é feito no sextavado da porca, geralmente utilizando-se um martelo.

A norma SAE ARP 4988 (2013) define métodos para se determinar comprimentos e profundidades mínimas de inserção de arames utilizados para fixar peças (no caso, porcas giratórias). As equações apresentadas nesta norma foram desenvolvidas para uso em porcas hexagonais – caso das conexões de basculamento.

Nas Figuras 25 e 26 são ilustradas uma conexão montada utilizando o sistema com porca e arame e um recorte do desenho final da conexão reta desenvolvida para aplicação em cabines basculantes, objetivo deste estudo. Na Figura 25 pode-se observar tanto o arame quanto o furo que deve ser usinado na porca para a inserção do mesmo. O quadrado vermelho na Figura 26 indica o arame que mantém a porca em sua posição. As dimensões foram omitidas por motivos de confidencialidade.

Figura 25 – Conexão na qual a porca é fixada utilizando um arame.

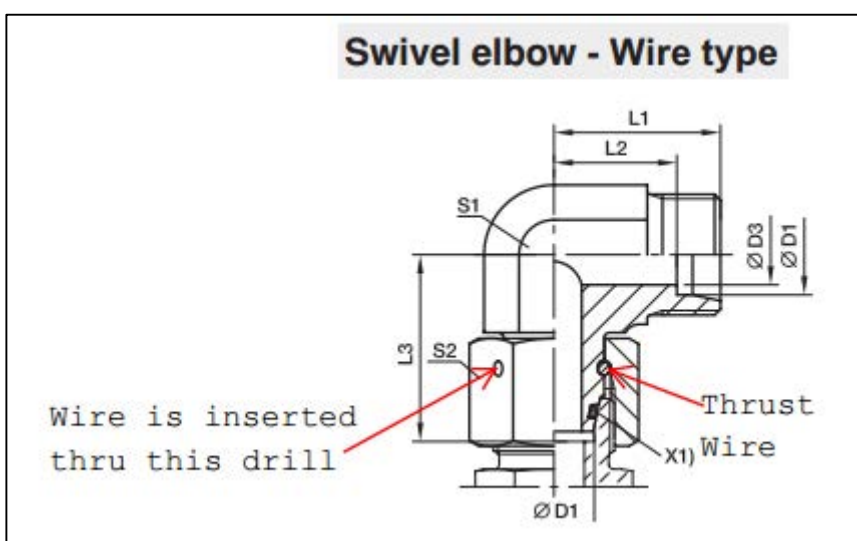
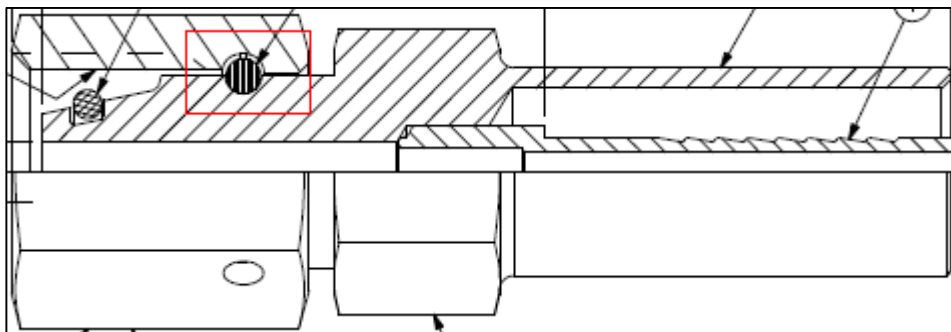


Figura 26 – Recorte do desenho final da conexão reta desenvolvida.

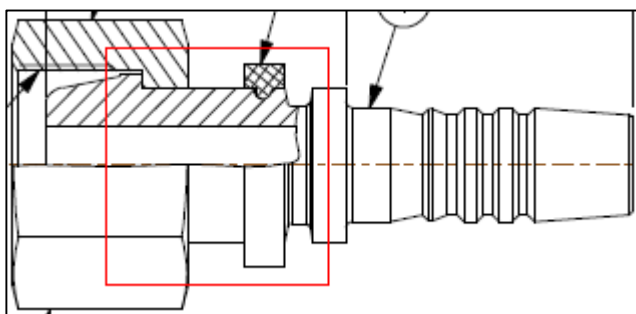


Fonte: Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.6.2.2 Porca sobreposta (*Entrapped Nut*)

Como foi falado na seção anterior, as normas internacionais da companhia ditam que, sempre que possível, deve-se eliminar a configuração com porca e arame. Isto porque o sistema representado na imagem a seguir é mais vantajoso financeiramente. Na Figura 27, a arruela indicada por uma seta dentro do quadrado vermelho, normalmente feita de plástico, é o que impede a porca de cair pela extremidade direita da peça.

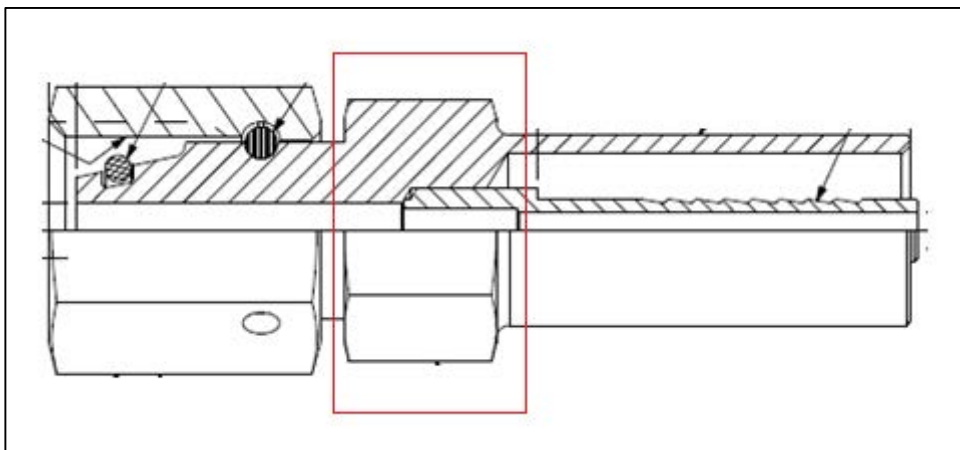
Figura 27 – Exemplo de nipple no qual a porca é sobreposta.



Fonte: Arquivo interno da Eaton Corporation.

Para as conexões de cabines basculantes, porém, não é possível a montagem utilizando o sistema de porca sobreposta pelo fato de a capa ser usinada no sextavado da conexão. Isto não permite que a porca seja posicionada vindo no sentido nipple-sede, uma vez que o tamanho do sextavado é maior que o diâmetro interno da porca. Por esta razão foi escolhido o modelo de porca e arame, como visto no Capítulo 3. A Figura 28 identifica esse sextavado que, por ter dimensão maior que o diâmetro interno da porca, impede a inserção da porca pelo lado direito da conexão e inviabiliza a produção de uma conexão com sistema de porca sobreposta. As cotas foram eliminadas do desenho por motivos de confidencialidade.

Figura 28 – Sextavado no qual a capa é usinado.



Fonte: Arquivo interno da Eaton Corporation.

2.7 TESTES

Para homologação dos conjuntos montados (que são as mangueiras com conexões montadas em ambas as extremidades) fornecidos pela Eaton, e para que esta pudesse começar a fornecer protótipos para testes de rotação, os clientes exigem que uma bateria de testes de bancada fosse executada para confirmar a qualidade e confiabilidade no produto.

O documento enviado pelos clientes interessados no produto, chamado de DVP&R (em inglês, *Design Verification Plan & Report*), contém especificações e procedimentos, em sua maioria de acordo com as normas internacionais SAE, que devem ser seguidos e comprovados antes do fornecimento de um lote experimental inicial.

Esses testes, de acordo com a norma SAE J343 (2012) que os especificam, serão descritos nas subseções a seguir:

2.7.1 Teste Dimensional (*Dimensional Check Test*)

Como o próprio nome já sugere, a norma SAE J343 (2012) dita que este teste é um exame que deve ser realizado na mangueira para saber se as dimensões requeridas pela norma SAE J517 (2013) estão sendo respeitadas: diâmetro externo, diâmetro interno, concentricidade. É o primeiro teste dentre toda a bateria que deve ser realizado, uma vez que se estiver fora do especificado a mangueira já está reprovada. O produto deve ser aprovado ou reprovado levando-se em conta os valores máximo e mínimo especificados para cada parâmetro citado.

2.7.2 Teste de Pressão de Prova (*Proof Pressure Test*)

Neste teste, o conjunto montado deve ser submetido a uma pressão hidrostática pré-definida por um intervalo de tempo entre 30 e 60 segundos. Não deve ocorrer nenhuma falha ou vazamento.

A pressão de prova deve ser duas vezes o valor da pressão máxima de trabalho (SAE J517, (2013), isto é, para o caso da mangueira 3800-02-250BX em questão, a pressão deste teste é igual a 840 bar.

2.7.3 Teste de Variação do Comprimento (*Change in Length Test*)

Para a realização deste teste, o conjunto deve ser montado à fonte de pressão na posição horizontal, de modo que uma das extremidades fique livre. Deve-se aplicar a pressão de trabalho durante 30 segundos, aguardar mais 30 segundos até que a mangueira volte à sua posição natural, submeter o conjunto novamente à pressão de trabalho e, através de marcas feitas na cobertura da mangueira espaçadas precisamente 500 mm uma da outra, medir o comprimento final do conjunto, que será dado pelo deslocamento das marcas feitas na cobertura.

Este comprimento deve ser medido enquanto a mangueira está pressurizada à pressão de trabalho. No caso da mangueira estudada, a pressão de trabalho é de 420, conforme citado anteriormente. (SAE J343, 2012)

Após medido o comprimento final, deve-se usar a Equação 1 para determinar o alongamento ou a contração percentual da mangueira:

$$\frac{L_i - L_o}{L_o} * 100 = \Delta \quad (1)$$

Onde:

- L_o é a distância entre as marcas de referência quando a mangueira está despressurizada após aplicados os 30 segundos iniciais de pressão de trabalho;
- L_i é a distância entre as marcas de referência enquanto a mangueira está submetida à pressão de trabalho
- Δ é a diferença percentual entre os comprimentos inicial e final, que será positiva no caso de alongamento ou negativa em caso de contração

2.7.4 Teste de Ruptura (*Burst Test*)

Neste teste deve-se submeter amostras de conjuntos montados cujos terminais não tenham sido montados por tempo superior a 30 dias a uma pressão hidrostática. Esta pressão deve ser aumentada a uma taxa constante para que a mangueira rompa em um período que varia entre 30 e 60 segundos para mangueiras de diâmetro interno até 51 mm (caso da mangueira Synflex® 3800-02-250BX, conforme imagem do catálogo mostrada na Figura 10).

As amostras devem ser reprovadas caso haja sinais de vazamento, ruptura ou qualquer outro tipo de falha antes de ser atingido o valor mínimo de pressão de ruptura especificado.

Nota da Norma SAE J343 (2012): Este é um teste destrutivo. Após a realização do mesmo as amostras devem ser destruídas e descartadas.

2.7.5 Teste de Flexão a Baixas Temperaturas (*Cold Bend Test*):

Submeter amostras não envelhecidas (não submetidas a condições extremas de intemperismo) a uma temperatura especificada em posição reta durante 24 horas. Então, enquanto esta temperatura é mantida, as amostras devem ser dobradas igual e uniformemente sobre um mandril cujo diâmetro é igual ao dobro do raio mínimo de curvatura da mangueira. Este dobramento deve ser concluído durante não menos que 8 segundos e não mais que 12 segundos.

Para mangueiras com diâmetro interno nominal de até 22 mm (caso da mangueira utilizada no projeto) o ângulo deste dobramento deve ser de 180°.

Finalizada a fase anterior, deve-se deixar a mangueira voltar à temperatura ambiente e analisá-la, buscando falhas e rachaduras na cobertura. Então, o Teste de Prova (*Proof Pressure Test*, seção 2.7.2) deve ser realizado. Não deve haver rachaduras ou vazamentos. Caso contrário, as amostras devem ser reprovadas. Também trata-se de um teste destrutivo.

2.7.6 Teste de Impulso Cíclico (*Impulse Test*)

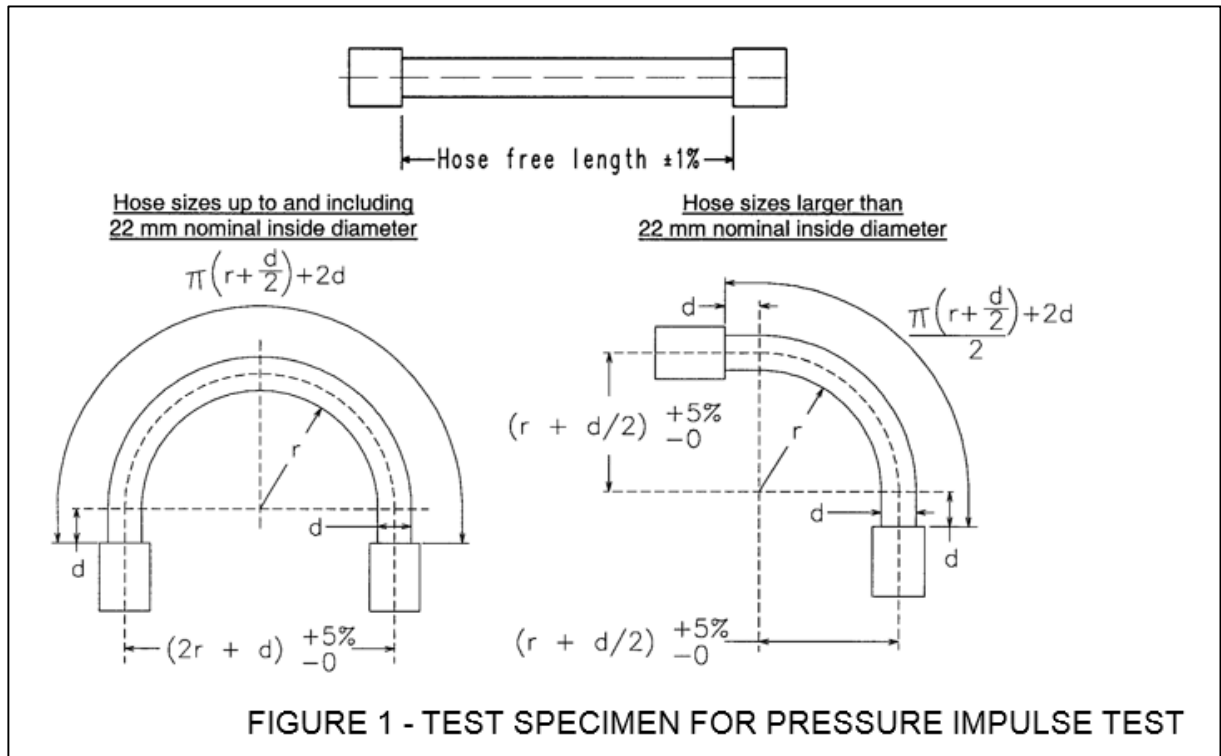
É dividido em duas categorias, uma que compreende testes com pressão acima de 3 MPa e outro para pressões entre 1,5 e 3 MPa, classificados como alta pressão e baixa pressão, respectivamente.

Deve-se testar 4 amostras não envelhecidas com terminais nas extremidades que não foram montados por um período superior a 30 dias. Caso requerido pelo solicitante, amostras

envelhecidas também devem ser testadas.

Em seguida, calcula-se o comprimento livre da mangueira que deve ser submetido ao teste, de acordo com a Figura 29 e a Equação 2:

Figura 29 – Posição de montagem de corpos de prova em *Pressure Impulse Test*.



Fonte: Norma SAE J343 (2012).

Para mangueiras com diâmetro interno nominal de até 22 mm (caso da mangueira Eaton Synflex® 3800-02-250BX), deve-se utilizar a seguinte expressão para calcular o comprimento livre de mangueira:

$$L_f = \pi \left(r + \frac{d}{2} \right) + 2d \quad (2)$$

Onde:

- L_f é o comprimento livre de mangueira que deve ser curvado em 180 graus para ser montado no aparato. Este comprimento refere-se ao comprimento do conjunto montado desconsiderando-se a parte metálica das conexões.
- r é o raio mínimo de curvatura da mangueira
- d diâmetro externo da mangueira

Nota da norma SAE J343 (2012): deve-se utilizar valor de $d = 25,4$ mm até que d seja igual ou maior a 25,4 mm.

O fluido de teste deve ser escolhido após acordo com o cliente (ou com o solicitante do teste) e este deve ser circulado a uma taxa suficiente para manter uma temperatura uniforme

no interior das amostras.

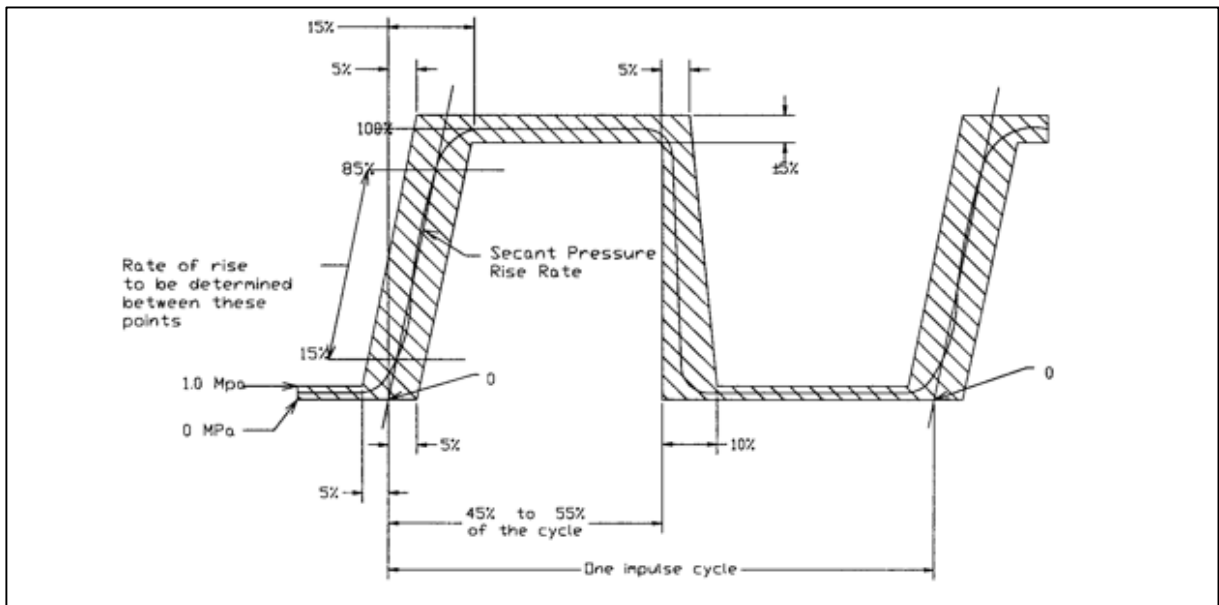
As amostras devem, então, ser testadas à pressão pulsante do *Impulse Test* (teste de impulso) de acordo com a especificação de 133% do valor da pressão de trabalho. A tolerância da temperatura é de ± 3 °C.

No caso da mangueira Synflex® 3800-02-250BX a pressão pulsante deve ser de:

$$1,33 \times 420 = 560 \text{ bar} \quad (3)$$

A frequência de pulso para o teste de impulso da mangueira 3800-02-BX deve ser de 35 a 75 ciclos por minuto e a forma da onda deve estar compreendida entre os limites mostrados na Figura 30:

Figura 30 – Forma de onda do ciclo de pressão de *Impulse Test* – alta pressão.



Fonte: SAE J343 (2012).

A taxa nominal de incremento na pressão é definida conforme a Equação (4):

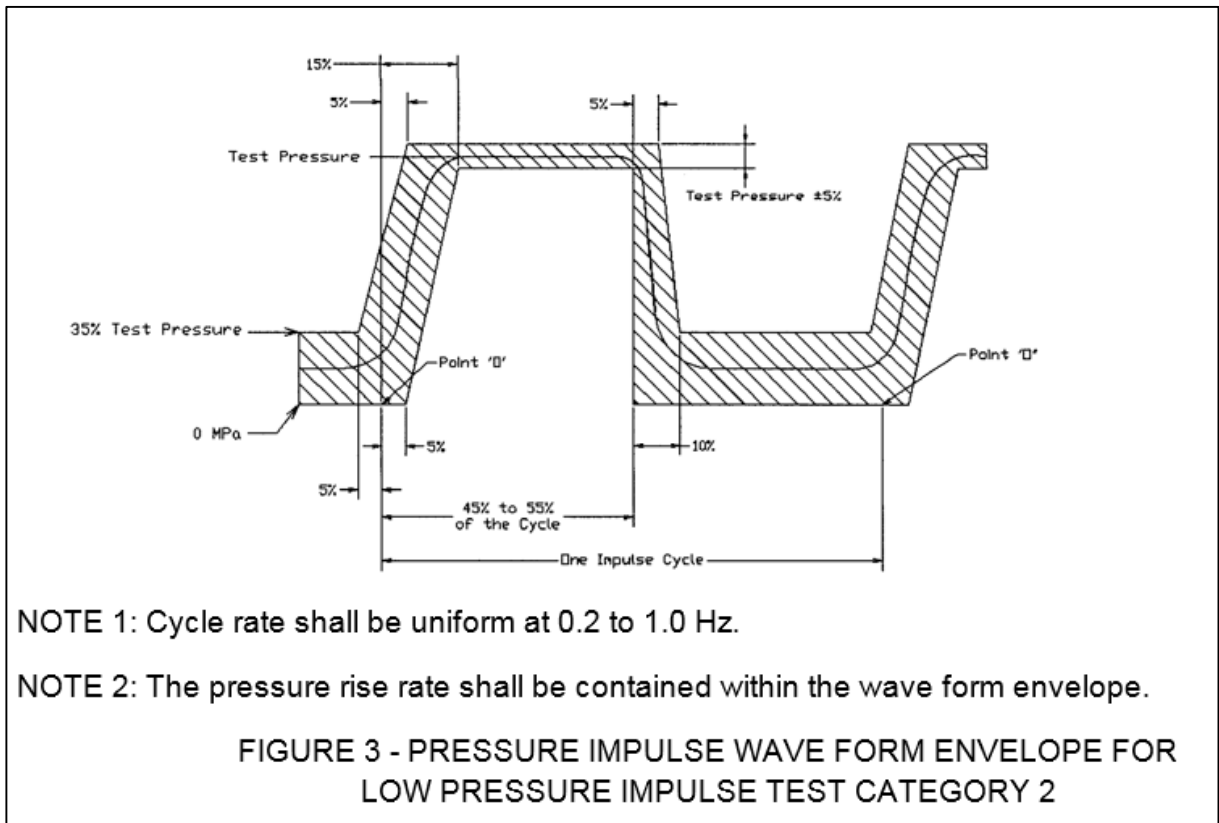
$$R = f(10p - k) \quad (4)$$

Onde:

- **R** é a taxa de aumento de pressão em MPa/s
- **f** é a frequência em Hertz
- **p** é a pressão nominal do Pressure Impulse Test em MPa

- $k = 5 \text{ MPa}$

Figura 31 – Forma de onda do ciclo de pressão de *Impulse Test* – baixa pressão.



Fonte: SAE J343 (2012).

2.7.7 Exame Visual do Produto (*Visual Check Test*)

Todas as mangueiras a granel, i.e., sem conexões montadas, devem ser inspecionadas visualmente para verificar se a identificação está correta e os conjuntos montados devem ser averiguados para confirmar se os terminais corretos foram montados e se estão montados de maneira adequada.

A mangueira é identificada através de inscrições no *layline*, uma fita que contém informações referentes à pressão de trabalho, norma, bitola, etc da mangueira. Essas inscrições aderem à cobertura da mangueira durante o processo de vulcanização.

A montagem de conexões é aprovada se os valores de diâmetro de prensagem medidos estiverem dentro dos valores máximo e mínimo permitidos.

2.7.8 Teste de Resistência a Óleo (*Oil Resistance Test*)

Após imersão das amostras em óleo Rando HDZ durante 70h (de acordo com o DVP&R), a alteração de volume do tubo interno e da cobertura devem estar dentro dos limites previstos/especificados. (SAE J343, 2012)

2.7.9 Teste de Resistência ao Ozônio (*Ozone Resistance Test*)

Mangueiras hidráulicas devem ser testadas quanto à resistência do composto da cobertura ao ozônio de acordo com a última revisão da norma ASTM D380. No entanto, este procedimento difere da norma ASTM D380 quanto ao diâmetro do mandril: este deve ser o dobro do valor especificado para o raio mínimo de curvatura (ou raio mínimo de dobra) especificado pela norma (no caso, SAE 100R8). Então, a cobertura deve ser examinada ao final do teste sob magnitude de duas vezes. (SAE J343, 2012)

2.7.10 Teste de Resistência a Vácuo (*Vacuum Resistance Test*)

Não deve ocorrer a formação de bolhas ou indicação de qualquer outro tipo de falha quando a mangueira é submetida a um vácuo especificado durante 5 minutos. Se aplicável, uma das extremidades da mangueira deve ser tamponada com um material transparente e luz elétrica deve ser utilizada para permitir uma avaliação visual das possíveis falhas.

Caso não seja possível esta inspeção visual, a falha será caracterizada se uma esfera de diâmetro 3,0 mm menor que o diâmetro nominal interno da mangueira não atravessar todo o comprimento da mesma sem travar.

2.7.11 Teste de Expansão Volumétrica (*Volumetric Expansion Test*)

Deve ser realizado de acordo com a última revisão da norma ASTM D380. ASTM D380-94 (2000) diz que o teste deve ser realizado da seguinte maneira: deve-se rosquear cuidadosamente o corpo de prova (mangueira) ao aparato na posição adequada de forma a garantir uma conexão a prova de vazamentos, sempre tomando cuidado para evitar entortar as conexões e a manter a mangueira na posição vertical sem tensão quando a pressão é aplicada.

Em seguida, o tanque C (Figura 32) deve ser enchido com álcool ou água destilada, tomando cuidado para que esteja livre de ar ou gases dissolvidos. Então, abre-se a válvula B e

gira-se a manivela D para a esquerda para permitir que a máxima quantidade de líquido vá para o interior do cilindro-mestre.

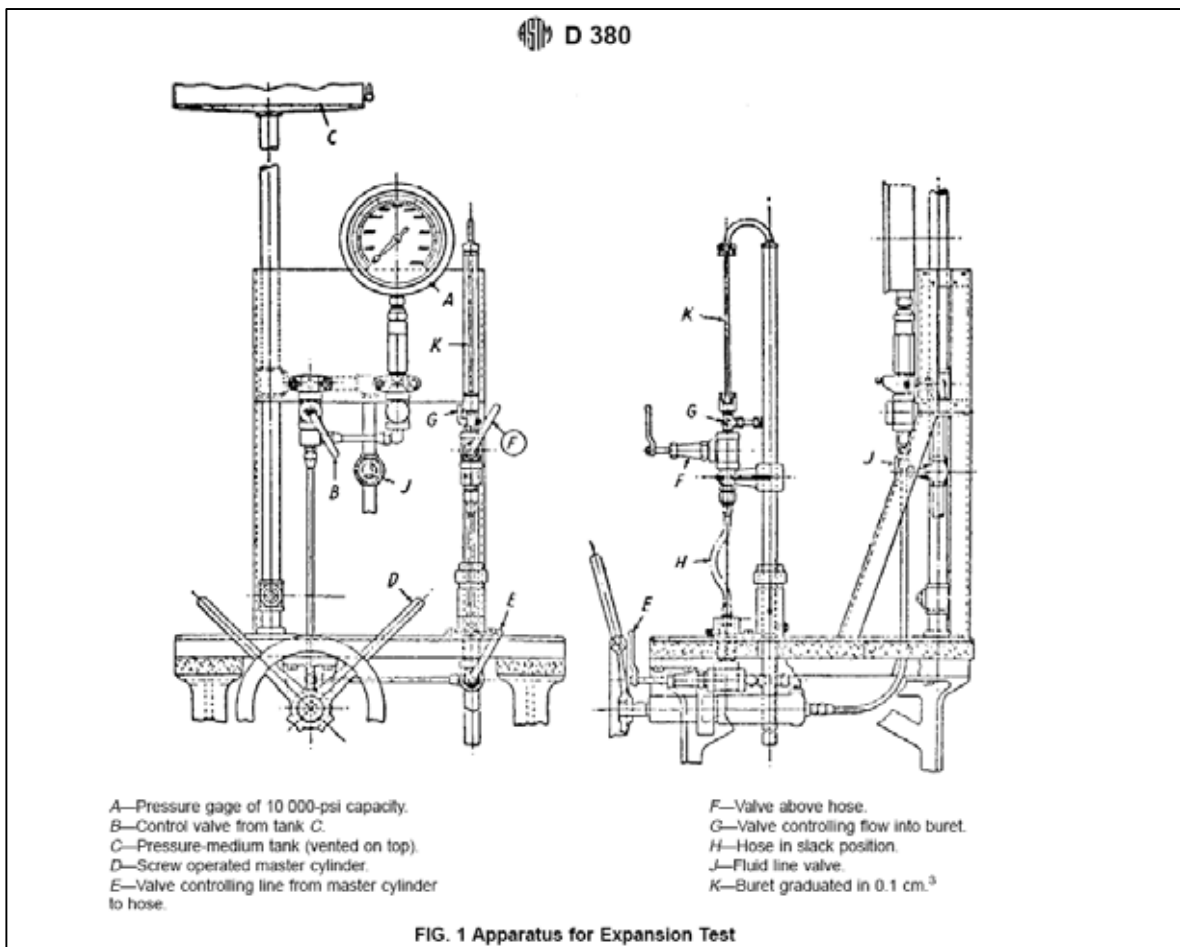
A seguir, são abertas as válvulas E, F e G, permitindo que o líquido escorra do tanque C pela bureta K até que nenhuma bolha de ar seja vista no interior da bureta. A remoção dessas bolhas de ar pode ser facilitada movimentando-se a mangueira para frente e para trás. Feito isso, fecham-se as válvulas B e F e a pressão na mangueira deve ser aumentada até a pressão de teste por não mais que 10 segundos.

Após inspeção para verificar se há vazamentos nas conexões, deve-se remover completamente a pressão na mangueira abrindo a válvula F, que deve então ser fechada antes de proceder com o próximo passo. Então, o nível do líquido na bureta deve ser ajustado para zero manipulando a válvula G. Gira-se a manivela D para a direita até que o manômetro A indique a pressão de expansão desejada. Esta pressão deve ser mantida na mangueira fechando a válvula E, e em seguida permite-se a expansão imediatamente abrindo a válvula F e permitindo que o líquido na mangueira suba na bureta.

Assim que o nível do líquido se mantiver constante, fecha-se a válvula F e a indicação do volume na bureta K pode ser lido. Esta operação deve ser repetida para que a leitura final na bureta K seja o total de três expansões da mangueira. Esta leitura final, dividida por três e subtraindo-se o valor do fator de calibração, deve ser considerada a expansão volumétrica final da mangueira.

Se a pressão no interior da mangueira tiver que ser subitamente aumentada logo antes da leitura do valor da expansão a um valor acima do especificado, a leitura não deve ser feita. Ao invés disso, a pressão deve ser completamente liberada e o procedimento repetido.

Figura 32 – Aparato utilizado no teste de expansão volumétrica.



Fonte: Norma ASTM (American Society for Testing and Materials) D380-94 (2000).

Este teste é de suma importância para aplicações onde a resposta ao acionamento do sistema hidráulico deve ser muito rápida, uma vez que se a expansão volumétrica foi muito grande o fluido não percorre o caminho necessário no tempo esperado quando sofre um tipo de “desvio” de sua rota original: ele expande a tubulação na direção radial ao invés de seguir apenas na direção axial.

De acordo com Washkewicz e Belofsky (1987), em sua patente, mangueiras de baixa expansão volumétrica são necessárias para a obtenção de respostas hidráulicas rápidas entre dois pontos em tubulações longas, como por exemplo em mecanismos de prevenção e dispositivos de segurança (*blowout preventers*) utilizados em poços de mineração.

2.7.12 Teste de Corrosão (*Salt-Spray*)

O DVP&R exige que seja feito, também, um teste de *salt-spray* de acordo com a norma ASTM B117 (2011). De acordo com Klingenberg e Jones (2014), o *salt-spray* é considerado um dos padrões mais utilizados para se medir a resistência a corrosão em indústrias de pintura, mas muitas vezes não é interpretado corretamente. A mesma fonte cita, ainda, que este teste é caracterizado por um ambiente altamente corrosivo que induz oxidação, bolhas, rachaduras e perda de adesão da camada protetora (tratamento superficial).

Esses testes são realizados em cabines especiais, chamadas de Cabines de *Salt-Spray*, e a norma que dita os parâmetros da cabine, o procedimento e as condições necessárias para se obter e controlar o ambiente corrosivo, é a própria norma ASTM B117.

A resistência à corrosão dos materiais testados é medida em horas de teste decorridas até o aparecimento de corrosão branca e vermelha, respectivamente.

Suzuki, Hisamatsu e Masuko (1980) diz que o estado de corrosão é influenciado por dois fatores: o tempo de exposição e elementos adicionados ao aço. Por isso as conexões de aço recebem um banho de zinco, isto é, são galvanizadas para mitigar os efeitos de corrosão devido à exposição ao intemperismo.

A corrosão branca está relacionada à corrosão do zinco, enquanto a corrosão vermelha está relacionada à corrosão do ferro contido no aço. Burke (1940) diz que a corrosão de uma peça de ferro galvanizada irá proceder inicialmente como uma corrosão de zinco puro (branca). Com o avanço desta corrosão, no entanto, a camada de zinco começa a apresentar falhas e expõe o ferro, que por ser menos reativo que zinco torna-se quase exclusivamente catódico e começa a oxidar como se não existisse o revestimento protetor (corrosão vermelha). (BURKE, 1940)

Nota: A norma SAE J343 faz referência, ainda, ao teste de condutividade elétrica para mangueiras termoplásticas. No entanto, tal teste não é requerido pelo DVP&R do cliente em questão.

2.8 PROCESSOS DE MONTAGEM DE CONJUNTOS

Além de providenciar os testes e relatórios descritos acima, definir o tipo de vedação e configuração das conexões, foi necessário decidir o tipo dos terminais no que diz respeito ao processo de montagem destes nas mangueiras, para formar os conjuntos montados.

Esses terminais podem ser conexões de diferentes tipos. Para este projeto em específico

foram desenvolvidas conexões crimpadas (prensadas) e conexões *swage* (moldadas). As principais diferenças entre essas duas possibilidades são esclarecidas a seguir.

Existem ainda outros tipos de terminais, como por exemplo os reusáveis, os que podem ser fixados por abraçadeiras externas à mangueira e os *socketless* (sem capa, apenas nipple). (ISO 8153-1, 2009). No entanto, estes últimos dois modelos não serão objeto de estudo deste texto.

2.8.1 Conexões Crimpadas

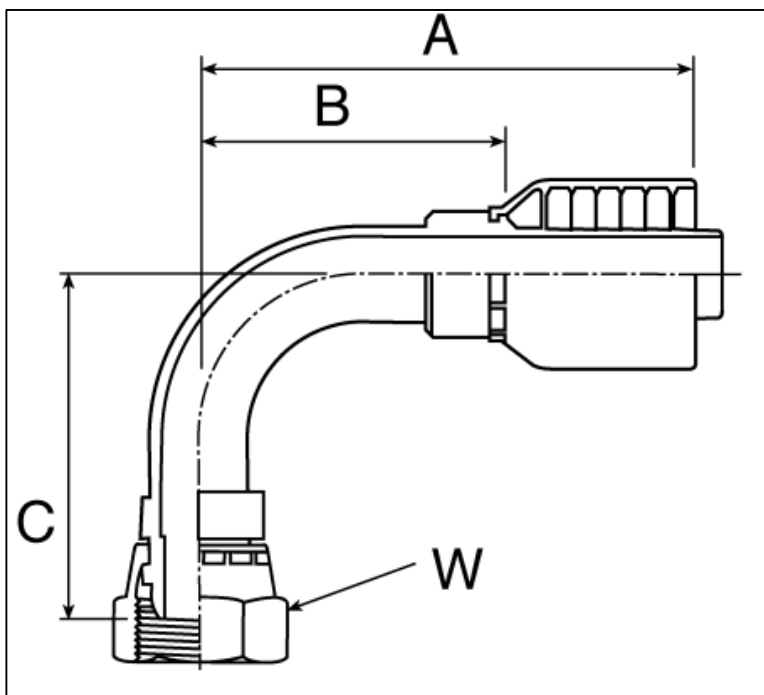
São as conexões mais comuns no mercado de componentes hidráulicos (condução de fluidos) no Brasil. Para a montagem dos terminais na mangueira, o conjunto montado (conexão + mangueira) é inserido numa máquina que faz a prensagem da capa – um tipo de luva que é posicionada sobre o tubo externo e exerce forças de compressão – sobre a cobertura da mangueira.

Jamison, Denis e Gay (2003) afirmam que neste tipo de conexão a capa no qual o tubo é inserida é conformada para impedir que a conexão seja removida do tubo. Através de ranhuras na parte interna da capa, que pode ser estampada ou usinada, dependendo da aplicação, o terminal é fixado na mangueira e nem mesmo os grandes esforços axiais aos quais ela pode ser submetida consegue separar as conexões.

Capas estampadas são utilizadas em aplicações com pressões mais baixas, enquanto capas usinadas são utilizadas em aplicações de alta e altíssima pressão.

Na Figura 33 pode ser visto o corte de uma conexão genérica e seus componentes: capa, nipple, cotovelo, porca. Na Figura 34 é mostrado um corte transversal que representa como é feita a fixação da conexão na mangueira, quando o metal da capa penetra nas tramas do flexível.

Figura 33 – Corte de conexão hidráulica genérica e seus componentes.



Fonte: IMG Europe (2005).

Figura 34 – Corte transversal de fixação da conexão na mangueira.



Fonte: Hose Warehouse (2015).

Esse processo pode, ainda, envolver operações de descasque, para montagem dos terminais chamados de *skive* (descasque, em inglês). Este descasque permite que as ranhuras da capa penetrem ainda mais fundo nas tramas de aço/tecido da mangueira, permitindo um desempenho ainda melhor. No entanto, esta operação de descasque não é desejada por ser trabalhosa, por gerar resíduos que contaminam o tubo interno da mangueira e o ambiente de trabalho e, também, por gerar risco à integridade dos operadores.

Para a crimpagem (ou prensagem) da capa sobre a mangueira, a máquina contém oito castanhas que realizam um movimento convergente na direção radial que faz com que as

ranhuras atravessem a cobertura e fixem as conexões dos conjuntos montados (conjunto montado: mangueira e suas conexões nas extremidades).

Por ser a configuração mais comum utilizada, este tipo de conexão é sempre preferido para a montagem dos conjuntos na Eaton Guaratinguetá. Isso reduz os custos de mão-de-obra, *labor* e *burden*, pelo fato de haver mais operadores treinados e mais equipamento disponível para tal operação.

No caso das conexões para aplicação nas cabines basculantes, este tipo de conexão prensada está sendo atualmente desenvolvido pela equipe da Eaton Pune (Índia) após o time de Guaratinguetá sinalizar uma possível redução de custo quando as conexões crimpadas são utilizadas. Como foi falado, o cenário econômico não é muito favorável para as montadoras e só será possível a participação da Eaton neste nicho do mercado se uma redução de custo significativa for oferecida aos clientes.

De acordo com Whittle e Podnar (1993), o material da capa do terminal apresenta propriedades plásticas que, após a retirada da máquina de prensagem, continuam a exercer uma força significativa contra as tramas da mangueira. A máquina pode ser transportada até o campo para facilitar a montagem no local.

2.8.2 Conexões *Swaged*

Este modelo de terminal tem grande aplicação nos conjuntos montados para aplicação em Óleo & Gás, segmento responsável pelas operações de mineração. Da tradução literal para o português, o termo *swage* indica que a conexão é “moldada” ao longo da cobertura da mangueira, ao invés de prensada como descrito na seção anterior.

Neste segmento, são bastante utilizadas as mangueiras termoplásticas. Pelo fato de a cobertura ser de material termoplástico ao invés de borracha, e pelas tramas de material mais nobre que as mangueiras têxteis (muitas vezes o kevlar é utilizado, tal como na mangueira 3800-02-250BX que é objeto deste estudo), é mais difícil o maquinário atingir uma força de prensagem que faça com que as ranhuras e a capa penetrem a cobertura e realizem uma montagem segura.

Ao invés disso, a capa da conexão (ainda solta) é inserida através de uma matriz que tem a forma de um tronco de cone e que, com a redução gradativa da seção transversal, molda a capa para que ela seja “escoada” e adquira o formato da cobertura da mangueira. Esta moldagem do material metálico da capa é feita de maneira muito precisa para que o sistema seja bem vedado.

Segundo Hyatt, Biing-Kwang e Wootton (1995), este tipo de conexão é montada quando o tubo é inserido em uma luva geralmente cilíndrica e esta luva é moldada para se formar uma conexão bem vedada. Este processo de moldagem é conduzido através de uma força radial que comprime a luva (capa) em torno do tubo. (HYATT, BIING-KWANG, WOOTTON, 1995)

De acordo com Brink & McNamara (2008), *swaging* é uma técnica de conformação de metais na qual o material é deformado plasticamente até atingir seu formato final utilizando pressões elevadas, através de compressão ou martelamento ou ainda inserindo o material em uma matriz. A diferença entre a operação *swage* e o forjamento é que, no primeiro, o material é conformado a frio. Além disso, o material já se encontra em seu formato final após esta operação de *swaging*.

O equipamento necessário para montar conexões do tipo *swage* não é portátil, isto é, não é facilmente transportado para montagens no campo de aplicação.

2.8.3 Conexões Reusáveis

Este tipo de conexões é bem menos utilizado que os outros dois que foram descritos acima. Isto porque é utilizado muito mais material para sua fabricação quando comparado aos outros dois tipos, o que aumenta o custo e o valor final do produto. Essas conexões são mais robustas do que as prensadas ou as *swage*.

Além disso, seu processo de montagem é mais complexo, fato que inviabiliza a sua utilização por aumentar os custos de *labor e burden*, custos envolvidos em componentes e em mão-de-obra direta e indireta que serão melhor detalhados no Capítulo 3 – Resultados.

De acordo com Smith (2010), este modelo de terminal foi desenvolvido na época da Segunda Guerra Mundial pela *Aeroquip Corporation*, que em 1999 foi incorporada pela Eaton, e logo se tornou o padrão utilizado nos aviões americanos (Aliados). Na ocasião, caso algum veículo (por exemplo os tanques de guerra) apresentasse falha no sistema hidráulico por causa de vazamento ou rompimento de mangueiras, um soldado comparecia ao local da falha com um rolo de mangueira (mangueira a granel, na linguagem utilizada no mercado) e substituía apenas a mangueira, mantendo as mesmas conexões.

Esta operação era mais prática porque não havia a necessidade de o soldado portar uma máquina de prensagem ou de *swage* pelos campos de batalha. Ao invés disso, apenas soltava os parafusos da conexão reusável, substituía a mangueira por uma nova, e prendia as conexões novamente.

2.8.4 Sujidade e Batoques

A operação de montagem padrão dos conjuntos montados dentro da empresa consiste em três operações básicas:

- 1) **Cortar a mangueira.** É importante ressaltar que o corte não é feito no comprimento total (mangueira + terminais) desejado do conjunto montado; na verdade, deve ser descontado o comprimento da sede de vedação dos terminais e uma distância de aproximadamente 8 milímetros que corresponde ao alongamento da mangueira após a montagem (prensagem) das conexões.
- 2) **Montar as conexões.** Esta montagem é feita de acordo com o tipo de conexão utilizada: prensada, *swage*, reusável ou *socketless*.
- 3) **Limpeza e proteção.** Última etapa antes da armazenagem ou envio ao cliente, mas nem por isso menos importante; é durante essa operação que o correto funcionamento do sistema hidráulico é garantido. De acordo com a OilAir Products, LLC. (2013), em nota técnica publicada, mais de 70% das falhas em sistemas hidráulicos se devem à contaminação desses sistemas.

Kohli (2011) cita que a contaminação de interiores de mangueiras, canos e tubos é um assunto crítico em muitas indústrias porque geralmente leva a problemas de corrosão e colapsos do sistema, gerando altos custos de reparo e riscos à integridade de pessoas.

Esta contaminação pode ser originada de diferentes fontes, como óleo não filtrado, partículas no tanque, abrasão e degradação química de componentes. Conjuntos montados, por sua vez, também podem introduzir contaminantes em um sistema hidráulico. A seguir baixo estão listadas algumas práticas comuns para mitigar este risco de contaminação:

- Utilização de fluidos e de lâminas corretas para o corte;
- Remover a contaminação interna utilizando jatos de líquidos, ar comprimido ou projéteis; no caso do processo interno da Eaton (empresa em estudo), são utilizados projéteis de espuma e ar comprimido;
- Evitar contaminação externa ao processo fabril; para isto, são colocados tampões (ou batoques) nas extremidades dos conjuntos montados. Eles podem ser plugados ou roscados, dependendo do estilo da conexão, macho ou fêmea. Também podem ser plugados diretamente na mangueira.

De acordo com Abrol (2011), a proteção de mangueiras é um requisito importantíssimo

de segurança em operações hidráulicas para compensar potenciais falhas incluindo abrasão, fricção, etc. A aplicação de dispositivos de proteção garante uma maior vida útil ao sistema e previne a ocorrência de falhas por fricção.


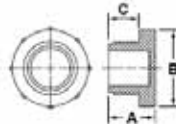

Os métodos mais comuns para remoção de partículas suspensas no interior de mangueiras são a aplicação de ar comprimido, jato de água, solventes ou projéteis de diâmetro ligeiramente maior que o diâmetro interno que percorrem toda a extensão do tubo em questão. Este método não oferece riscos e apresenta um baixo custo, sendo aplicável em uma grande variedade de indústrias (KOHLLI, 2011).

No caso das conexões de basculamento que foram desenvolvidas, o batoque utilizado é roscado, uma vez que ambas as conexões, reta e 90°, são fêmeas. Uma imagem retirada do catálogo de um fornecedor de batoques pode ser vista na Figura 35. Como não poderia deixar de ser, a rosca do batoque (macho) deve ser compatível com a rosca fêmea da conexão, ou seja, a rosca é M12x1,5.

Na Figura 35, o quadro vermelho identifica o batoque utilizado para proteção da rosca e para manutenção da limpeza interna dos conjuntos montados utilizados nas linhas de cabines basculantes, cujo *part number* é 12017.

Figura 35 – Catálogo do fornecedor de batoques.

**Moss Metric Series/
Threaded Plugs**

Features:

- Series accommodates an extensive range of metric threaded sizes
- Knurled head for easy grip
- Secure fit for excellent protection against dirt, moisture and corrosion

Application Wizard!
Easily match our product to your application (begins on page 216).

Part Number	To Fit Metric Thread Size	A		B		C		Box Qty.
		In.	mm	In.	mm	In.	mm	
12011	M8 x 1	0.562	14.27	0.484	12.29	0.374	9.50	5000
12012	M10 x 1	0.574	14.58	0.602	15.29	0.409	10.39	5000
12013	M12 x 1	0.657	16.69	0.728	18.49	0.421	10.69	5000
12017*	M12 x 1.5	0.641	16.28	0.657	16.69	0.342	8.69	5000
12018*	M14 x 1.5	0.677	17.20	0.728	18.49	0.374	9.50	5000
12019	M16 x 1.5	0.677	17.20	0.866	22.00	0.492	12.50	3000
10458	M18 x 1.5	0.720	18.29	0.960	24.38	0.539	13.69	4000
12020	M20 x 1.5	0.716	18.19	1.035	26.29	0.551	14.00	3500
10128	M22 x 1.5	0.720	18.29	1.110	28.19	0.539	13.69	3000
12021	M24 x 1.5	0.728	18.49	1.232	31.29	0.543	13.79	2000
12023	M26 x 1.5	0.736	18.69	1.287	32.69	0.543	13.79	2000

Specifications:

- Material: Low-Density Polyethylene
- Color: Red

*Hexagonal head.
Note: Other sizes and BSP (British Standard Pipe) gas thread caps are available. Consult factory.

Fonte: Catálogo Alliance (2013).

3 RESULTADOS

O objetivo desta seção é, primeiramente, apresentar os resultados dos testes que confirmam a elegibilidade dos produtos Eaton ao mercado de cabines basculantes. Posteriormente são detalhados os custos necessários para o andamento do projeto, bem como os custos de fabricação dos conjuntos montados e as expectativas de receita e lucro. Por último, são apresentadas as conexões e o adaptador que foram desenvolvidos, objetivo inicial deste trabalho.

3.1 RESULTADOS DE TESTES

Os testes requeridos pelo DVP&R de um dos potenciais clientes, esclarecidos ao longo da seção 2, foram em sua maioria realizados nos laboratórios da empresa nos EUA em janeiro de 2010. Nas Figuras a seguir pode-se observar um controle destes testes que haviam sido realizados antes do início deste projeto: a Figura 36 mostra os testes e as amostras que foram submetidas aos diferentes testes, enquanto a Figura 37 resume os resultados obtidos em todos eles.

Figura 36 – Controle de testes realizados na mangueira 3800-02-250BX.

TEST TYPE	SAMPLE NUMBER											
Sample	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Examination	ALL SAMPLES											
Proof	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
E & C	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Leakage	X	X	X	X								
Burst	X	X	X	X								
Volumetric Expansion					X	X						
Tensile					X	X						
Impulse							X	X	X	X	X	X

Fonte: Relatório de Testes assinado pela engenharia da equipe norte-americana. Arquivo interno da Eaton Corporation.

Figura 37 – Resultado geral dos testes realizados na mangueira 3800-02-250BX.

CONCLUSIONS:
<u>Test Results</u> All samples passed all tests

Fonte: Relatório de Testes assinado pela engenharia da equipe norte-americana. Arquivo interno da Eaton Corporation.

Pelas conclusões que foram apresentadas na Figura 37 pode-se induzir que a mangueira não apresentará problemas de homologação nos clientes, mesmo que quatro dos testes exigidos pelo DVP&R ainda não tenham sido executados.

3.2 CUSTOS

Por razões de confidencialidade, todos os dados financeiros serão mascarados por um fator a ser definido pelo autor deste texto. Foi criada uma unidade financeira, UF\$, para expressar os valores fictícios. Ao final do texto será apresentada uma razão de proporcionalidade entre os valores de UF\$ e os valores reais de receita anual da empresa.

3.2.1 Testes e Desenvolvimento

De todos os testes que foram apresentados na seção 2.6, quatro deles não foram cobertos no relatório que é apresentado mais adiante na seção 3. São eles: teste de intemperismo acelerado, teste de resistência ao ozônio, teste de flexão a baixas temperaturas e teste de temperatura cíclica. Isto fez com que fosse necessária uma busca por fornecedores homologados que pudessem realizar tais testes, uma vez que a maioria deles não poderia ser realizada nas dependências da empresa. Este fator gerou ainda mais custos, que foram: teste de resistência à radiação UV, ou intemperismo acelerado, no valor de UF\$6929,51; Teste de resistência ao ozônio, no valor de UF\$2153,73.

Os testes de flexão a baixas temperaturas e de temperatura cíclica não foram cotados, pois os fornecedores nacionais não têm tecnologia para a realização destes. Nestes casos, amostras deverão ser enviadas aos laboratórios da Eaton nos Estados Unidos para que sejam realizados caso seja exigido pelo cliente. Outra possibilidade é uma parceria entre cliente e fornecedor para a realização dos testes faltantes.

3.2.2 Componentes

Tendo em vista os três diferentes tipos de montagem que existem e que foram citados na seção 2.8, foram escolhidos os dois mais comuns para uma análise de custo e para repassar o menor custo possível aos clientes.

Em um primeiro momento foram analisadas as conexões *swage*, pelo fato de a mangueira 3800-02-250BX ser do tipo termoplástica e não nitrílica. Mangueiras nitrílicas (de

borracha), em sua grande maioria, são montadas com conexões prensadas. Como foi mencionado no início do texto, o *know-how* da Eaton Guaratinguetá ainda é limitado quando se trata de mangueiras termoplásticas (linha Synflex).

Nas Tabelas 1 e 2 estão dispostos os custos dos componentes que, após montados, irão compor os *part numbers* solicitados pelos clientes. Nas Figuras 38 e 39, os custos dos doze principais *part numbers* do cliente que foi o pioneiro neste estudo e que deu início ao desenvolvimento são apresentados, para diferentes configurações de conjuntos montados.

Tabela 1: Custo de conexões *swage* reta e a 90°, em UF\$ por unidade.

Custos	Conexão Reta (UF\$/un)	Conexão Curva a 90° (UF\$/un)
Fornecedor 1	10,77	16,08
Fornecedor 2	18,15	29,45

Observações sobre os custos:

- 1) Considerado volume anual de 100.000 unidades da conexão reta e 70.000 unidades da conexão curva 90°;
- 2) Fornecedor 1 considerou material aço 9SMn28 na cotação;
- 3) Fornecedor 2 considerou material aço SAE 9SMnPb28 na cotação;
- 4) Impostos não inclusos.

Tabela 2: Custo de mangueira, adaptadores e batoque, em UF\$.

Custos	Importado	Nacional
Mangueira (UF\$/m)	33,00	-
Adaptador Especial (UF\$/un)	42,39	-
Adaptador “T” (UF\$/un)	11,43	-
Batoque (UF\$/un)	-	0,79

Observações sobre os custos:

- 1) Mangueira e adaptadores especiais provêm de fornecedores internacionais, serão importados da Eaton Aurora (Estados Unidos) e Eaton Xangai (China), respectivamente; seus custos foram convertidos de dólar para real com base na cotação do início de janeiro de 2015, e estão disponíveis na Tabela 2.
- 2) Foram desconsiderados acessórios como abraçadeiras, suportes e etiquetas coloridas, pois a princípio estes componentes serão obtidos de outros fornecedores.

Finalmente, podem ser calculados os custos dos conjuntos montados do cliente em questão que apresentam maior volume de vendas para os diferentes valores fornecidos pelos dois fornecedores de conexão:

Figura 38 – Custos dos *part numbers* de maior volume, considerando o Fornecedor 1:

SUPPLIER 1	Quantidades					Custo em UF\$		
	Item	Mangueira (m)	Retas (un.)	Curvas 90° (un.)	Adaptadores (un.)	Batoques (un.)	Componentes	Final (mão-de-obra inclusa)
#PN cliente 1	0.865	1	1	0	2	UF\$ 56.96	UF\$ 64.47	UF\$ 1,157,068.27
#PN cliente 2	7.49	5	1	1	4	UF\$ 362.64	UF\$ 381.13	UF\$ 3,475,169.65
#PN cliente 3	6.45	5	1	1	4	UF\$ 328.32	UF\$ 346.47	UF\$ 726,192.80
#PN cliente 4	7.29	5	1	1	4	UF\$ 356.04	UF\$ 374.53	UF\$ 1,618,729.92
#PN cliente 5	6.15	5	1	1	4	UF\$ 318.42	UF\$ 336.57	UF\$ 12,116.36
#PN cliente 6	7.36	5	1	1	4	UF\$ 358.35	UF\$ 376.84	UF\$ 3,768.43
#PN cliente 7	3.07	2	0	0	2	UF\$ 124.42	UF\$ 137.74	UF\$ 2,504,082.26
#PN cliente 8	6.32	5	1	1	4	UF\$ 324.03	UF\$ 342.18	UF\$ 823,275.09
#PN cliente 9	2.09	2	0	1	3	UF\$ 104.30	UF\$ 117.11	UF\$ 43,330.38
#PN cliente 10	0.48	1	1	0	2	UF\$ 44.26	UF\$ 51.61	UF\$ 19,093.95
#PN cliente 11	0.57	1	1	0	2	UF\$ 47.23	UF\$ 54.58	UF\$ 20,192.90
#PN cliente 12	0.31	0	2	0	2	UF\$ 43.95	UF\$ 51.93	UF\$ 19,213.96
CUSTO (UF\$)								UF\$ 10,422,233.97

Fonte: Estudo de custo realizado pelo autor.

Figura 39 – Custos dos *part numbers* de maior volume, considerando o Fornecedor 2:

SUPPLIER 2	Quantidades					Custo em UF\$		
	Item	Mangueira (m)	Retas (un.)	Curvas 90° (un.)	Adaptadores (un.)	Batoques (un.)	Componentes	Final (mão-de-obra inclusa)
#PN cliente 1	0.865	1	1	0	2	UF\$ 77.72	UF\$ 85.22	UF\$ 1,529,586.19
#PN cliente 2	7.49	5	1	1	4	UF\$ 412.91	UF\$ 431.40	UF\$ 3,933,544.28
#PN cliente 3	6.45	5	1	1	4	UF\$ 378.59	UF\$ 396.74	UF\$ 831,561.65
#PN cliente 4	7.29	5	1	1	4	UF\$ 406.31	UF\$ 424.80	UF\$ 1,836,002.91
#PN cliente 5	6.15	5	1	1	4	UF\$ 368.69	UF\$ 386.84	UF\$ 13,926.13
#PN cliente 6	7.36	5	1	1	4	UF\$ 408.62	UF\$ 427.11	UF\$ 4,271.14
#PN cliente 7	3.07	2	0	0	2	UF\$ 139.18	UF\$ 152.50	UF\$ 2,772,382.70
#PN cliente 8	6.32	5	1	1	4	UF\$ 374.30	UF\$ 392.45	UF\$ 944,228.08
#PN cliente 9	2.09	2	0	1	3	UF\$ 119.06	UF\$ 131.87	UF\$ 48,790.84
#PN cliente 10	0.48	1	1	0	2	UF\$ 65.01	UF\$ 72.36	UF\$ 26,773.45
#PN cliente 11	0.57	1	1	0	2	UF\$ 67.98	UF\$ 75.33	UF\$ 27,872.40
#PN cliente 12	0.31	0	2	0	2	UF\$ 70.71	UF\$ 78.68	UF\$ 29,112.50
CUSTO (UF\$)								UF\$ 11,998,052.27

Fonte: Estudo de custo realizado pelo autor.

Nos estudos de custo apresentados nas Figuras 38 e 39, a penúltima coluna de cada tabela corresponde ao custo final de cada *part number*, isto é, foi inclusa a mão-de-obra. Neste cálculo do custo total necessário para a produção dos conjuntos montados foram computados os custos de *labor* (mão-de-obra) e *burden* (gastos gerais de fabricação ou *overhead expenses*).

De acordo com McCloud (2014), manufatura é o processo de transformar matéria-prima (na tradução literal, “matéria crua”) em produtos acabados que possuem valor agregado. O custo desta atividade tem três elementos: materiais diretos, mão-de-obra direta e mão-de-obra indireta (*burden* ou *overhead expenses*).

Já Hauff (2014), define o custo de mão-de-obra indireta como a porcentagem adicional sobre o custo de mão-de-obra direta que deve ser adquirida junto aos clientes (compradores) para se cobrir o custo total de manufatura do produto. Em outras palavras, um GGF – gasto geral de fabricação – de 220% significa que para cada US\$1,00 de *labor* cobrado do cliente,

US\$2,20 adicionais devem ser cobrados apenas para cobrir os custos para realizar o negócio.

O mesmo autor ainda apresenta as seguintes definições:

- **Despesas de negócio:** todas as despesas encontradas na declaração de receita da empresa (também conhecida como declaração de lucros e gastos)
- **Despesas de *burden* (indiretas):** todos os custos encontrados na declaração acima excetuando-se os custos com mão-de-obra direta, materiais diretos e custos atribuídos a terceiros que podem ser contratados e bancados diretamente pelo cliente final. Tais despesas são absorvidas pelos negócios e distribuídas nos preços finais de venda como uma porcentagem do *labor*. Incluem custos indiretos como propaganda, depreciação, seguro, viagens, aluguéis, telefone, etc.
- **Labor (mão-de-obra direta):** força de trabalho utilizada para manufaturar os produtos finais e serviços comprados pelo cliente. Essas homem-horas são atribuídas e repassadas diretamente ao cliente.
- **Burden (mão-de-obra indireta):** força de trabalho usada para fornecer suporte aos negócios e à linha de manufatura, como por exemplo supervisores, engenharia, controladoria, gerência, estoque, etc. Essas homem-horas de suporte aos negócios não são repassadas diretamente ao cliente.
- **Materiais diretos:** materiais utilizados na manufatura do produto final ou no serviço contratado pelos clientes. Também são cobrados diretamente do cliente.
- **Porcentagem de *overhead*:** relação entre as despesas de *labor* e *burden* (diretas e indiretas). Esta porcentagem é utilizada para alocar as despesas indiretas proporcionalmente à despesas diretas e repassar o custo ao cliente final.

É importante ressaltar que estas taxas são convertidas em homem-hora e devem ser atualizadas em períodos regulares, de acordo com o *profit plan* da empresa. Por definição, o termo *profit plan* é o desenvolvimento da estratégia operacional para um determinado período, geralmente um ano.

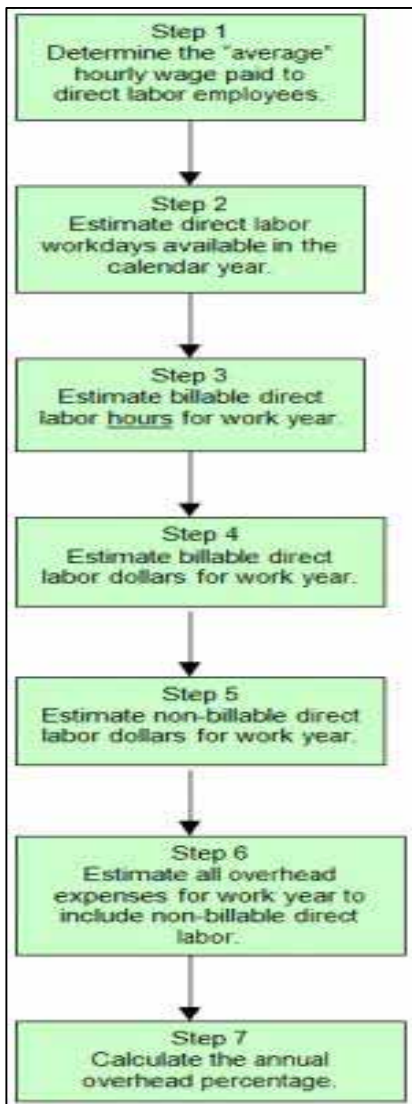
A seguir, um passo-a-passo retirado de Hauff (2014) explica como deve ser o processo para calcular a porcentagem de *overhead*. Posteriormente é apresentada uma imagem referente ao fluxograma no idioma original desenvolvido por este autor para simplificar o cálculo:

- **Passo 1:** determinar o valor médio pago por hora aos operadores da linha de produção;
- **Passo 2:** estimar o número de dias úteis no qual haverá movimentação da linha no calendário anual;

- **Passo 3:** estimar o número de horas pagas aos operadores (mão-de-obra direta) no ano em questão;
- **Passo 4:** estimar o valor, em moeda a ser definida pela empresa, anual a ser pago à mão-de-obra direta;
- **Passo 5:** estimar o valor, na mesma moeda do Passo 4, que deve ser desconsiderado das horas totais de trabalho no ano da mão-de-obra direta (exemplo: pausa para refeições);
- **Passo 6:** estimar todas as despesas indiretas anuais para incluir o valor pago à mão-de-obra direta que será descontado (valor do Passo 5);
- **Passo 7:** calcular a porcentagem anual de gastos indiretos. Isto é, gastos que não são destinados à compra de matéria-prima para a produção.

A Figura 40 ilustra o fluxograma retirado de artigo publicado por Hauff (2014) explicando o método para cálculo da porcentagem de *overhead*, valor que deve ser incluso nos custos de produtos acabados e repassados aos clientes para que a empresa possa lucrar com suas vendas. Somente após a inclusão de todas essas despesas adicionais, diretas e indiretas, no custo do produto acabado é que pode ser definida a margem de lucro (*gross margin*) da empresa na venda de um determinado pacote.

Figura 40 – Fluxograma para cálculo da porcentagem de *overhead*.



Fonte: Hauff (2014).

A *gross margin* é calculada pela Equação 5:

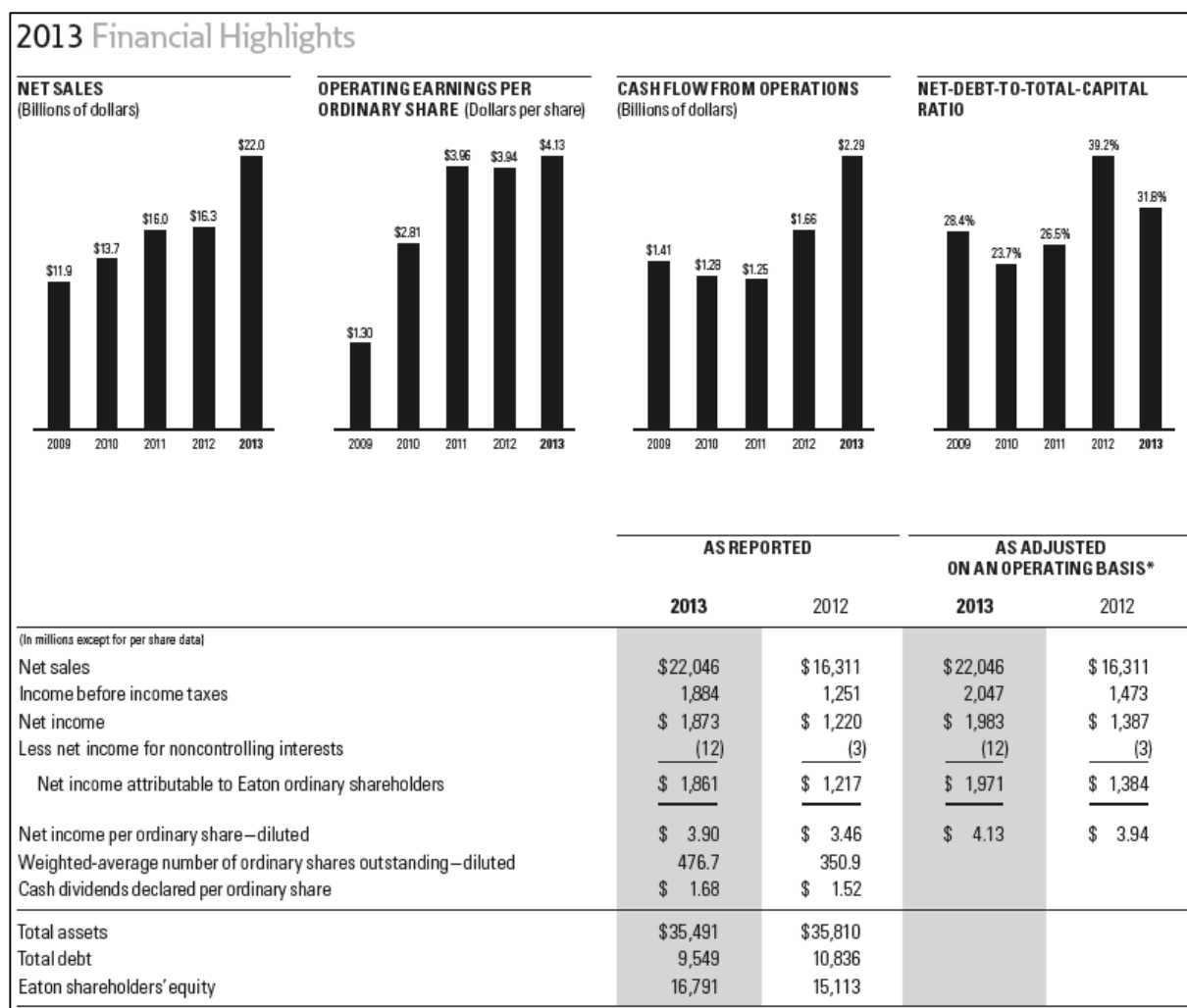
$$GM(\%) = \frac{\text{Receita} - \text{Custo}}{\text{Receita}} \quad (5)$$

Após este primeiro estudo das condições de custo, conexões do tipo crimpadas foram sugeridas pela Engenharia de Processo da planta. Estas estão ainda em fase de testes até a data deste texto. Acredita-se, porém, que apresentarão uma redução de custo mais significativa quando comparada às conexões *swage*.

Portanto, analisando a tabela de custos, pode-se concluir que os custos anuais para produção dos conjuntos montados de basculamento para o cliente analisado, considerando o fornecedor que apresenta os menores preços (Fornecedor 1) serão de UF\$ 10.422.233,97. Para

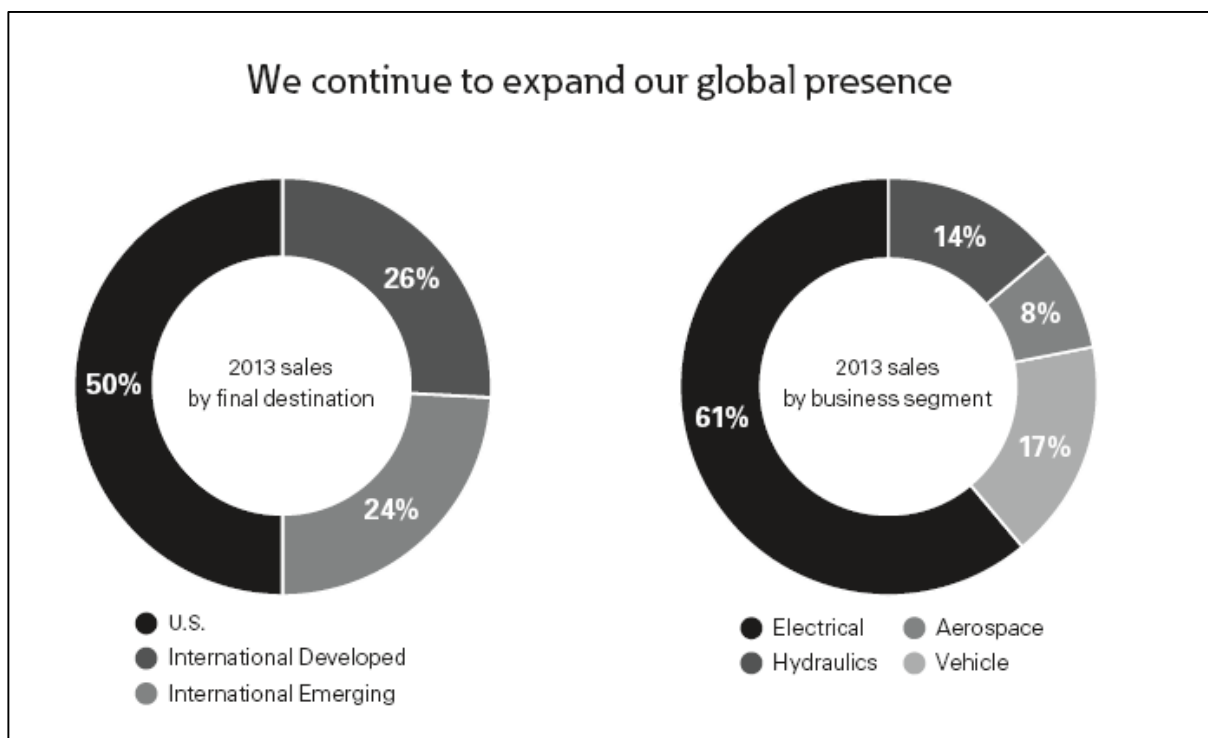
a empresa obter uma *gross margin* 20%, portanto, o preço deste pacote deve ser de UF\$ 13.027.792,47. Isto significa que o lucro com este projeto é de UF\$ 2.605.558,49, o que representa uma porcentagem de 0,00735%, aproximadamente, quando comparado à receita anual de vendas da Corporação em 2013 (último relatório até o momento deste texto). Esta receita total de 2013 foi de US\$22.000.000.000,00, ou seja, US\$22 bilhões, e está detalhada nas Figuras 41 e 42.

Figura 41 – Relatório anual da Eaton Corporation de 2013.



Fonte: Relatório Corporativo – Eaton Corporation (2013).

Figura 42 – Percentual de vendas anuais de cada divisão da Eaton Corporation em 2013.



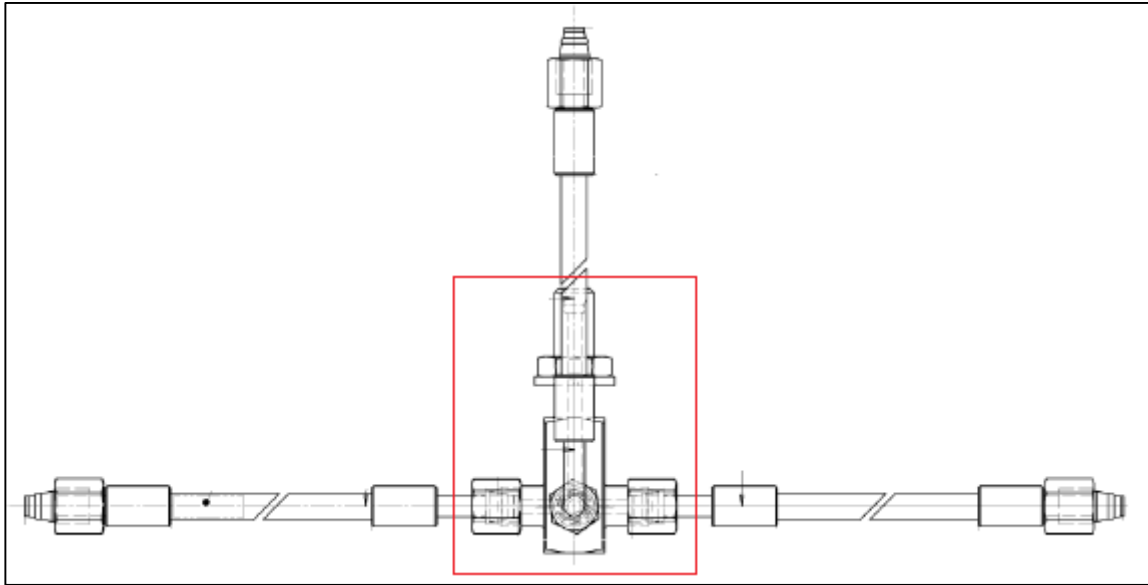
Fonte: Relatório Corporativo – Eaton Corporation (2013).

Quando comparado ao valor total de vendas considerando apenas a divisão *Hydraulics* da Corporação, a receita obtida com a venda de peças que contêm as conexões e o adaptador desenvolvidos neste estudo representa aproximadamente 0,0525% deste valor. Isto significa que o objetivo inicial do desenvolvimento, que era alcançar vendas superiores a US\$800.000,00, pode ser alcançado no caso de homologação e aceitação do produto pelos clientes do mercado *Truck&Bus*.

3.3 ADAPTADOR

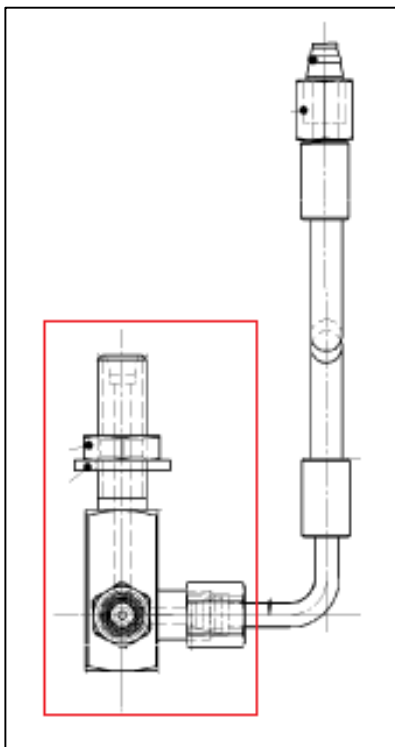
Como foi falado anteriormente, foi necessário o desenvolvimento de um adaptador fora de linha para aplicação exclusiva neste projeto. Nas Figuras 43 e 44, retiradas de desenho de um dos potenciais clientes deste mercado, pode-se observar as características e a configuração deste adaptador “fora de linha”. Essas figuras mostram, respectivamente, a elevação e o perfil de kit que deve ser fornecido para as linhas de basculamento. O adaptador em questão foi destacado nos quadros vermelhos. As dimensões foram eliminadas do desenho por motivos de discrição e confidencialidade.

Figura 43 – Elevação de kit de basculamento de cabines.



Fonte: Desenho de cliente.

Figura 44 – Perfil de kit de basculamento de cabines.



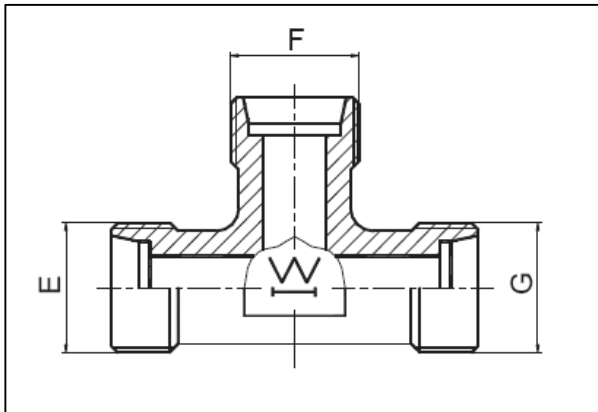
Fonte: Desenho de cliente.

Das Figuras 43 e 44, pode-se inferir que o adaptador tem 4 entradas/saídas. Estes quatro canais não estão contidos num mesmo plano. Se estivessem no mesmo plano o adaptador seria do tipo “cruz”, que já existia no portfólio da empresa. Concluiu-se que o adaptador poderia ser formado juntando-se dois adaptadores de linha, um em formato “T” contendo três roscas macho e o outro um adaptador *bulkhead* – tipo de adaptador macho que contém porca e

arruela ajustáveis – a ser soldado em um plano perpendicular a este adaptador em T.

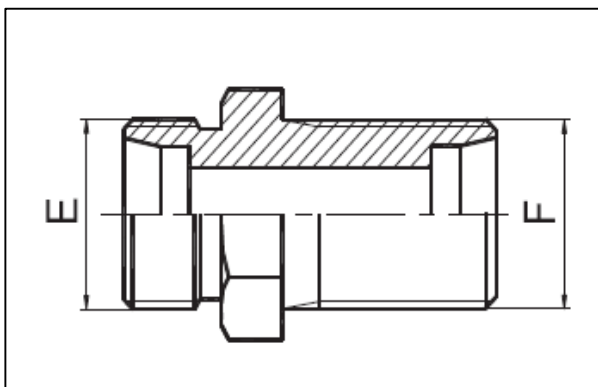
Para esclarecer este raciocínio, a seguir são apresentadas as imagens dos dois adaptadores que, combinados, geraram o adaptador especial para o projeto, cujo *part number* definido pela equipe da Eaton na China, responsável pela linha Winner® e por este desenvolvimento, é **XC-12FA**.

Figura 45 – Adaptador em “T”: *part number* AC-12.



Fonte: Catálogo Eaton Winner®.

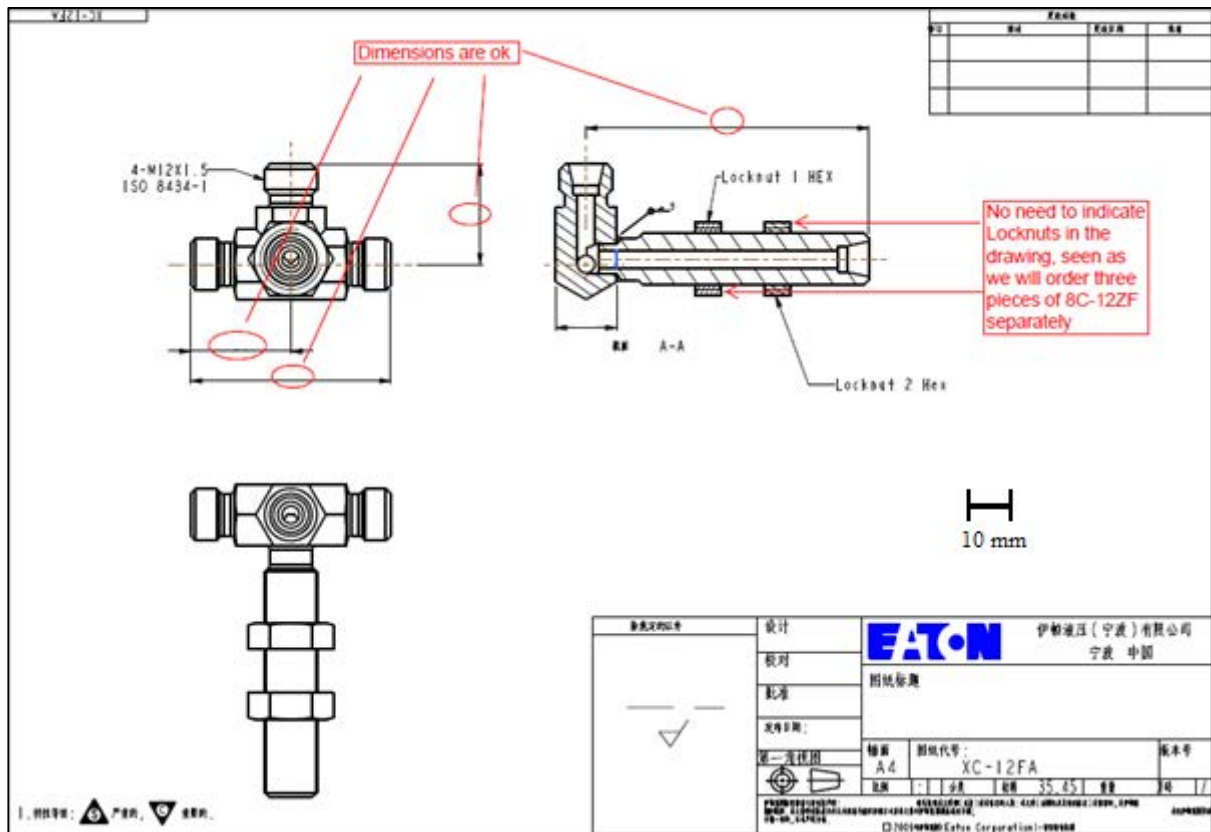
Figura 46 – Adaptador *bulkhead*: *part number* 6C-12.



Fonte: Catálogo Eaton Winner®.

Todas as quatro roscas são macho e métricas M12x1,5, de acordo com exigências do cliente, que trabalha normalmente com normas alemãs e roscas métricas. Após testes de pressão realizados pela equipe Eaton Winner®, da China, e após análise das melhores condições de montagem, o resultado obtido foi o adaptador especial mostrado na Figura 47, cujo *part number* é XC-12FA.

Figura 47 – Adaptador especial: *part number* XC-12FA.



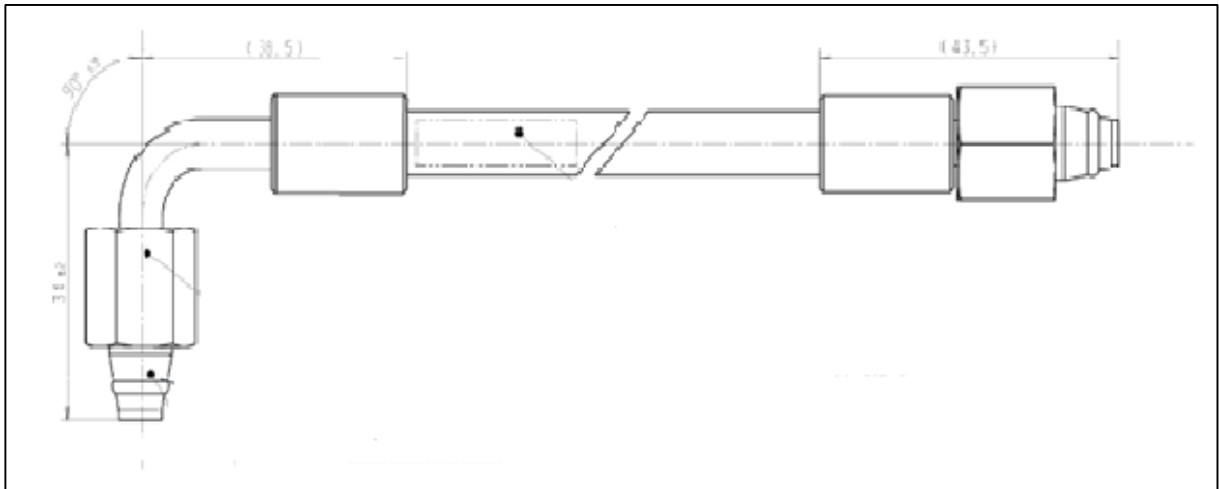
Fonte: Equipe de Engenharia de Produto – Eaton Xangai (China). Arquivo interno da Eaton Corporation.

Para a montagem completa do adaptador acima, a parte correspondente ao adaptador *bulkhead* será soldada no bloco do adaptador T. As arruelas indicadas devem ser montadas na porção *bulkhead* com a finalidade de facilitar a montagem na linha de produção do cliente. Estas serão compradas separadamente.

3.4 CONEXÕES

Conforme explicado ao longo da seção 2 foram desenvolvidas duas configurações de conexões para atender as especificações do cliente que apresentou ao longo de 2014 o maior interesse neste projeto. A Figura 48 é referente a um conjunto montado genérico que contém as dimensões e configurações exigidas para as conexões de basculamento de cabines. A conexão da esquerda representa a configuração cotovelo a 90°, enquanto a da direita representa a conexão reta.

Figura 48 – Conjunto montado genérico para basculamento de cabines.



Fonte: Arquivo interno da Eaton Corporation.

É sabido que ambas são manufaturadas em aço carbono, são montadas utilizando o sistema de porca e arame e que são do tipo swage. Nas seções a seguir são mostrados os desenhos definitivos após o projeto desses terminais.

O motivo de ser escolhido o aço como material das conexões é a resistência desse material quanto ao escoamento e ao calor, seu baixo custo e a aplicação em questão.

Obs.: os diversos componentes que formam as conexões podem ser (e são, neste caso) feitos de materiais diferentes. Todos são feitos de aço carbono, porém de ligas diferentes. A exceção fica por conta do anel O-ring, que é feito de material elastomérico.

De acordo com Le Yu (2012), os materiais de conexões hidráulicas devem oferecer resistência a tensões e corrosão adequadas para resistir às altas pressões e intempéries de sistemas hidráulicos. O mesmo autor recomenda a utilização de ligas de aço para este tipo de aplicação, uma vez que o aço é durável, resistente às tensões e ao calor, trabalhando a temperaturas entre $-54\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $260\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Ainda no mesmo texto, são dadas informações sobre os tratamentos superficiais que são aplicados nas conexões hidráulicas: tratamentos superficiais externos como cádmio, zinco e fosfato de zinco galvanizados são aplicados para aumentar a vida útil desses componentes. No entanto, na última década, o cádmio não é mais aceitado por muitas indústrias devido aos impactos ambientais. Tanto o cádmio quanto o zinco materiais de sacrifício que oxidam no lugar do aço, devido à presença de oxigênio, umidade e gases ácidos. Contudo, eles podem ser atacados e dissolvidos por muitos fluidos. (LE YU, 2012)

O processo de fabricação de ambas as conexões, bem como uma explicação sobre seus componentes, é detalhado nas duas subseções a seguir. Característica comum de ambas as conexões é que, após esta montagem, a conexão deve receber um banho de zinco que lhe

confere uma maior resistência à corrosão.

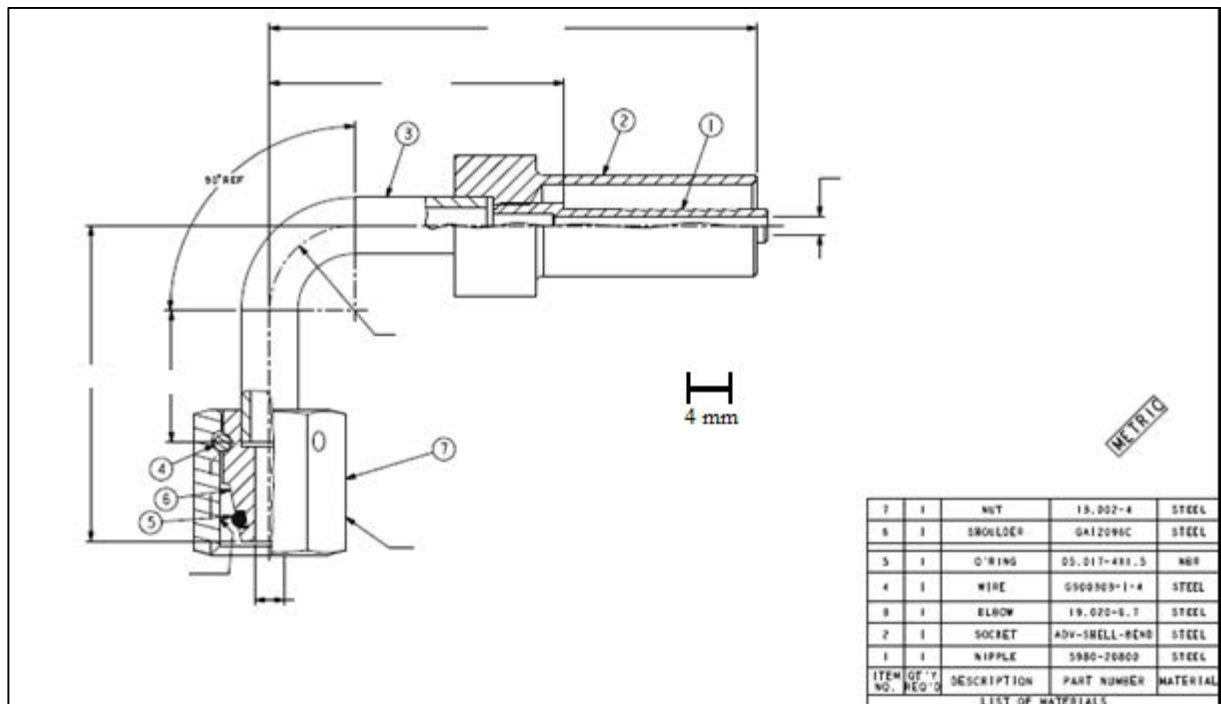
De acordo com Aguiar (2000), em “Guia para o Mundo do Zinco (2000, p.22)”, publicado pela Associação Internacional do Zinco - IZA, o zinco protege o aço de forma tripla: primeiro, o zinco fornece um revestimento resistente e aderente que dificulta o contato do aço com seu ambiente corrosivo; segundo, o zinco corrói mais lentamente que o ferro e terceiro, se o revestimento for danificado e o aço exposto ocorrerá a proteção anódica uma vez que os produtos de corrosão do zinco, a serem formados na área danificada, preencherão o aço exposto. Fato importante é que a conexão e a porca devem receber este banho separadamente, e só após a zincagem a porca é montada utilizando o travamento por arame.

3.4.1 Conexão cotovelo a 90°

Desenvolvida a partir do desenho do cliente mostrado na Figura 48 disponível na seção 3.4, esta conexão curva atende à norma SAE no que diz respeito à altura do *drop*. Esta altura corresponde à cota de 34 mm representada na Figura 48, na conexão do lado esquerdo. É a distância correspondente à altura entre a linha de centro da mangueira e o ponto de vedação entre o assento a 24° da conexão DKO e a máquina, no caso um caminhão. Para o caso de conexões DKO, de acordo com a norma SAE J517(2013), a altura do *drop* é medida com a porca recuada.

Na Figura 49 é apresentado o desenho final da conexão curva desenvolvida para basculamento de cabines:

Figura 49 – Conexão desenvolvida na configuração curva a 90°.



Fonte: Engenharia de Produto – Eaton Pune (Índia). Arquivo interno da Eaton Corporation.

Analisando a lista de materiais na Figura 49, observa-se que a conexão é manufaturada a partir da montagem de sete componentes independentes. Estes componentes estão indicados por setas no desenho acima e são listados a seguir:

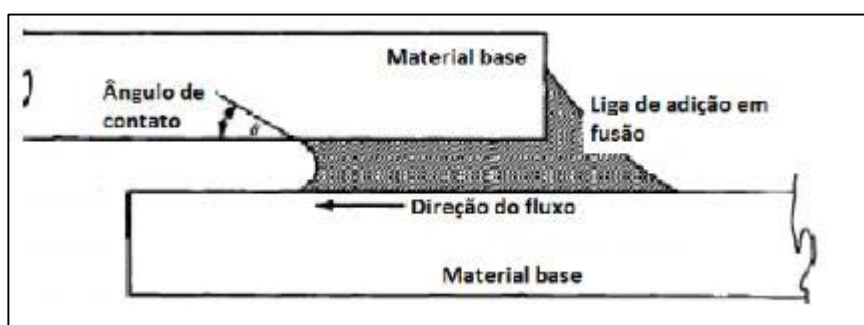
1. **Nipple** – deve ser inserido na mangueira
2. **Capa** – é moldada ao redor da mangueira para fixar a conexão (capa *swage*, explicada na subseção 2.7.2)
3. **Cotovelo** – tubo curvado no ângulo de 90°
4. **Arame** – é inserido por um furo no sextavado da porca para travar a mesma no nipple
5. **O-Ring** – anel de material elastomérico responsável pela vedação. William (1957) afirma que a vedação por O-Ring é simples e de baixo custo, mas dependem de uma condição de lubrificação para garantir seu bom funcionamento. O autor cita, também, que esta lubrificação se dá pelo próprio fluido utilizado no sistema. Caso falte lubrificação, a abrasão é muito acelerada e a vida do O-Ring fica muito curta, mesmo que seja utilizado um material elastomérico de alta qualidade. (WILLIAM, 1957)
6. **Cabeça de vedação** – formato aproximado de um tronco de cone com inclinação de 24 graus
7. **Porca** – sextavado de 14 mm e rosca M12x1,5; responsável pela fixação do conjunto em um adaptor ou suporte que contenha uma rosca macho equivalente

Para adquirir o formato do desenho, existem três pontos de solda: entre o nipple e a capa; entre o tubo e a capa; e entre o tubo e a sede de vedação. Todos esses processos para juntar dois componentes são feitos por brasagem e interferência.

Marques (1991) relatou que o termo “brasagem” abrange um grupo de processos de união que produz a coalescência (união) dos metais pelo aquecimento a uma temperatura adequada e pelo uso de metal de adição que tem um ponto de fusão abaixo da temperatura “solidus” do metal de base. O metal de adição preenche a junta por ação capilar e o ponto de fusão do metal de adição é superior a 450 °C o processo é dito “brasagem forte” (“*brazing*”) e, em caso contrário, é dito “brasagem fraca” (*soldering*). Segundo o autor, a brasagem se distingue da soldagem pelo fato de que, na brasagem, o metal de base nunca é levado à fusão.

Na Figura 50 pode ser observado o processo de solda por brasagem, retirado de Llopis (2012) e adaptada de “Brazing Handbook” (1991).

Figura 50 – Solda por brasagem.



Fonte: Llopis (2012), retirado de “Brazing Handbook (1991)”.

A capilaridade, de acordo com Llopis (2012), é uma propriedade intrínseca dos fluidos, que os faz escoar por tubos ou vãos extremamente finos. Se o tubo que estiver em contato com esse fluido for fino o suficiente, a combinação de tensão superficial, causada pela coesão entre as moléculas do líquido, com a adesão do líquido à superfície deste material, irá fazer com que haja fluxo do fluido pelo mesmo.

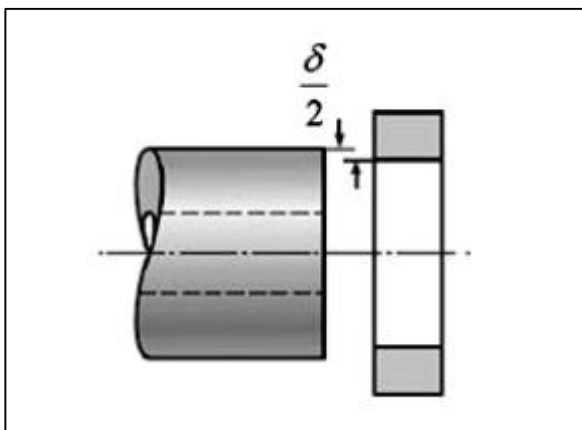
A mesma fonte ainda cita que a força de adesão é a atração entre as moléculas do líquido e do sólido, enquanto a força de coesão é a atração entre moléculas semelhantes, isto é, entre as moléculas do líquido, que atua para manter o mesmo em sua forma original. Portanto, se a força de adesão é superior à de coesão, o líquido escorre sobre o sólido. Llopis (2012) também diz que quando dois materiais base são unidos por brasagem, pode haver tensões residuais no final da operação, uma vez que existe uma diferença entre os coeficientes de expansão térmica dos materiais em questão. Esta tensão residual é produzida durante o resfriamento desde a temperatura de brasagem até a temperatura ambiente, pois os componentes se retraem a taxas diferentes. Quando os coeficientes de expansão térmica dos

materiais a serem unidos são muito diferentes, esta tensão residual pode ser suficiente para causar uma deformação ou trincas nos materiais do conjunto brasado. Esta tensão pode ser controlada até certo ponto por um resfriamento programado (por exemplo em um forno, como é o processo de brasagem das conexões desenvolvidas neste projeto), promovendo assim o alívio das tensões dos materiais envolvidos.

Já a interferência, de acordo com Pedersen (2005), é uma forma eficiente de se conectar duas partes mecânicas, seja para obter um estado de tensão residual ou para unir duas partes de uma forma eficaz e de baixo custo. De acordo com Sogalad (2009), uma montagem por interferência permite uma fixação entre duas partes a partir uma pressão radial em ambas as superfícies de contato, criando uma montagem resistente. O mesmo autor afirma ainda que a eficácia deste tipo de montagem depende de vários parâmetros, como por exemplo o valor da interferência (diferença entre as cotas mínima do furo e máxima do eixo), dimensões físicas, propriedades do material, precisão geométrica das peças e o estado das superfícies de contato das peças que se deseja montar. Essas montagens, de acordo com Ramamoorthy e Radhakrishnan (1994), são compactas e apresentam boa aparência estética.

A Figura 51 ilustra o processo de interferência, que de acordo com Kim et al (2009), pode ser obtida através de aplicação de força direta ou por métodos térmicos (aquecimento ou resfriamento de material).

Figura 51 – Definição do processo de montagem por interferência.



Fonte: Kim *et al* (2009).

3.4.2 Conexão Reta

A Figura 52 diz respeito à conexão reta que foi desenvolvida para a aplicação em cabines basculantes de caminhões.

4 CONCLUSÕES

Analisando os dados financeiros que foram levantados neste trabalho, pode-se concluir que o desenvolvimento das três novas peças que eram o objetivo principal do projeto foi alcançado com sucesso dentro do prazo e dentro dos custos que eram esperados.

Além disso, a oportunidade que este desenvolvimento representa em termos de receita, isto é, sabendo que as vendas das peças contendo o adaptador e as conexões hidráulicas podem alcançar até 0,05% das vendas anuais globais da divisão Hydraulics da Corporação, justifica-se o tempo e esforço que foi gasto por todos os envolvidos para que o desenvolvimento fosse alcançado. O estudo provou que a meta que foi traçada no início do projeto, de alcançar vendas superiores a US\$800.000,00, pode ser alcançada se/quando a Eaton se tornar um fornecedor homologado de soluções para cabines basculantes.

Como foi falado no início do texto, o cenário econômico do país no geral, e o cenário das montadoras de veículos comerciais e de passeio especificamente, não vem sendo dos mais favoráveis dos últimos anos, de forma que vendas acima da ordem de UF\$2.600.000,00 irão fazer com que a Eaton no Brasil continue ocupando uma posição de destaque como fornecedor de soluções hidráulicas e continue crescendo de acordo com o esperado pelos *shareholders*.

Do ponto de vista pessoal do autor deste texto, fica evidente todo o envolvimento que foi necessário neste projeto, o que possibilitou um crescimento técnico e pessoal muito grande. Tanto na busca por novas informações enquanto lia artigos e publicações relevantes quanto nas dúvidas que foram levantadas e esclarecidas com as mentes mais experientes da empresa, ficou evidente este comprometimento e a vontade de aprender, de se destacar durante o ano de estágio e de contribuir com o crescimento da empresa.

Isto com certeza foi pesado e levado em consideração ao final do programa de estágio, uma vez que o objetivo central do autor que era de conseguir uma oportunidade de continuar na empresa como um funcionário efetivo foi alcançado.

Além das razões acima, é claro, esse estudo e seus resultados consolidam a formação e a busca pelo diploma do autor.

REFERÊNCIAS

- ABROL, N. **5 Reasons to buy Hydraulic Protection Accessories**. Publicado em 2011. Disponível em <https://www.essentracomponents.com.au/index.php?option=com_content&view=article&id=115:5-reasons-to-buy-hydraulic-protection-accessories&catid=34&Itemid=72>. Acesso em: 07 jan. 2015.
- ADAMS, R. G. **Big Rigs of the 1950s**. MBI Publishing Company LLC: 2001. 159 p. Disponível em <https://books.google.com.br/books?id=RzBuztln0pUC&pg=PA111&lpg=PA111&dq=sterling+first+cab+over&source=bl&ots=rZk0SPVSfR&sig=LmrO9xiyzUI8vgy0rmkA1o8YAX8&hl=pt-PT&sa=X&ei=J1DAVKHnKpDksASO_oHoDg&ved=0CCQQ6AEwAQ#v=onepage&q=sterling%20cab&f=false>. Acesso em 28 de Dezembro de 2014.
- AGUIAR, F. E. C. **Estudo eletroquímico da corrosão em chapas de aço galvanizado e fosfatizado por coil-coating**. 2003. 92 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.
- ALLIANCE. **Catálogo de fornecedor de batoques Alliance**. 2013. Disponível em <<http://www.essentracomponents.com.br/catalogo>>. Acesso em 07 de Janeiro de 2015.
- AMERICAN WELDING SOCIETY. **Brazing Handbook**. 4. ed. Miami: AWS, 1994. 494 p.
- ANSI/ASME (American National Standards Institute/American Society of Mechanical Engineers) **B1.20.1-1983**: Pipe Threads, General Purpose (Inch). Nova York, 1992.
- ASTM (American Society for Testing and Materials) **B117-11**: Standard Practice for Operating Salt Spray (Fog) Apparatus. West Conshohocken, 2011.
- ASTM (American Society for Testing and Materials) **D380-94**: Standard Test Methods for Rubber Hose. West Conshohocken, 2000.
- BARROS, A. Mercedes-Benz se aproxima da líder MAN. **AutoData**, São Paulo, 09 jun. 2014. Disponível em: <<http://www.autodata.com.br/noticias/19832/mercedes-benz-se-aproxima-da-lider-man>>. Acesso em: 03 out. 2014.

BARROS, P. L. C. **Montagem por interferência de rodas dentadas nos veios de redutores industriais. Faculdade de Ciências e Tecnologia.** 2011. 105 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, 2011. Disponível em: <<http://hdl.handle.net/10362/6726>>. Acesso em: 14 jan. 2015.

BENDIX AVIAT CORP (Estados Unidos da América). Groen William. **Hydraulic seal.** US 2784013A, 21 dez. 1953, 5 mar. 1957.

BERNSTEIN, A. Viktor Schreckengost; Designed Bicycles, Dinnerware and More. **Washington Post**, Washington, 29 jan. 2008. Disponível em: <<http://www.washingtonpost.com/wp-dyn/content/article/2008/01/28/AR2008012802613.html>>. Acesso em: 29 dez. 2014.

BLOOD, R. P.; RYNELL, P. W.; JOHNSON, P. W. Vehicle design influences whole body vibration exposures: effect of the location of the front axle relative to the cab. **Journal of Occupational and Environmental Hygiene**, London, v. 8, n. 6, jun. 2011. Disponível em: <<http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pubmed/21623531>>. Acesso em: 20 out. 2014

BRINK, C.; MCNAMARA, B. **Engineering Fabrication: Sheet Metal Work (Level 3).** 1. ed. Cidade do Cabo: Pearson Education South Africa (Pty) Ltd, 2008. 405 p.

BURKE, G. L. The Corrosion of Metals in Tissues; and an Introduction to Tantalum. **Canadian Medical Association Journal**, Ottawa, v. 43, n. 2, p. 125-128, Ago. 1940. Disponível em: <<http://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC538079/>>. Acesso em: 22 jan. 2015.

COELHO, L.C. **Tipos de caminhões (tamanhos e capacidades).** Publicado em nov. 2010. Disponível em: <<http://www.logisticadescomplicada.com/tipos-de-caminhoes-tamanhos-e-capacidades/>>. Acesso em: 21 jan. 2015.

CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito). Regulamentação disponível em: <<http://www1.dnit.gov.br/Pesagem/qfv%20pdf.pdf>>. Acesso em 21 de Janeiro de 2015.

DESHPANDE, G. **Thrust wire fittings.** Fev. 2009. Disponível em: <http://forums.hydraulicspneumatics.com/groupee_files/attachments/4/3/0/4301010813/4301010813_Wire_type_fittings.pdf?ts=54AF237F&key=9DD2A12953E09E2C382365BF86947BFB&referrer=http%3A%2F%2Fforums.hydraulicspneumatics.com%2Feve%2Fforums%2Fa%2Fga%2Ful%2F5301010813%2FWire_type_fittings.pdf>. Acesso em: 13 jan. 2015.

DOT's FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION (FHWA). **Vehicle Weight Classes & Categories**, Jun. 2012. Washington, jun. 2012. Disponível em: <<http://www.afdc.energy.gov/data/10380>>. Acesso em: 10 jan. 2015.

EATON CORPORATION. **Linha do Tempo da Eaton Corporation**. Disponível em: <<http://www.eaton.com/Eaton/OurCompany/AboutUs/HistoryTimeline/index.htm>>. Acesso em: 18 ago. 2014.

EATON CORPORATION. **Relatório Corporativo Anual da Eaton Corporation do ano de 2013**. Mar. 2014. Disponível em: <http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@corp/documents/content/pct_1037522.pdf>. Acesso em 16 de Janeiro de 2015.

EATON HYDRAULICS GROUP USA. **Eaton® Synflex® Thermoplastic Hose and Fittings Master Catalog**. Impresso nos EUA em out. 2013. Disponível em <http://www.eaton.com/ecm/groups/public/@pub/@eaton/@hyd/documents/content/pct_506328.pdf>. Acesso em: 20 out. 2014.

EATON HYDRAULICS GROUP. **Eaton® Winner® - Adaptadores**. Disponível em: <<http://hydliterature.eaton.com/literature/>>. Acesso em 07 de Janeiro de 2015.

GENERAL MOTORS CORPORATION (Estados Unidos da América). Boyce Harlan R.; Fieck Francis C.; William Fournier. **Tilt cab for trucks**. US 3039557A, 19 fev. 1960, 19 jun. 1962.

GENERAL MOTORS CORPORATION (Estados Unidos da América). Crockett Clarence V.; Wallwork Samuel L.; Weiss Irwin K. **Tilt cab for trucks**. US 2951548A, 24 jun. 1957, 6 set. 1960.

GILLIES, K. Cabovers Gain Popularity in Medium-Duty Truck Fleets. **Work Truck Online**, nov. 2013. Disponível em: <<http://www.worktruckonline.com/channel/vehicle-research/article/story/2013/11/cabovers-gain-popularity-in-medium-duty-truck-fleets/page/2.aspx>>. Acesso em: 19 out. 2014.

GILLIES, K. Cab-Forward vs. Cutaway Van: Which Vehicle is Better for Delivery Fleets? **Work Truck Online**, Torrance, set. 2011. Disponível em: <<http://www.worktruckonline.com/channel/vehicle-research/article/story/2011/09/cab->

forward-vs-cutaway-van-which-vehicle-is-better-for-delivery-fleets/page/3.aspx>. Acesso em: 18 out. 2014.

HAUFF, A. University of Missouri-St. Louis. **Calculating overhead and price**. Columbia: MU Extension Business Development Program, 2014. Disponível em: <<http://missouribusiness.net/article/calculating-overhead-and-price/>>. Acesso em: 12 jan. 2015.

HOSE WAREHOUSE. **Website Hose Warehouse**. Disponível em: <<http://hosewarehouse.com/Industrial-manufacturing-products/Industrial-manufacturing-products-Holedall-Fittings>>. Acesso em: 23 jan. 2015.

HUNT, T.; VAUGHAN, N. **The Hydraulic Handbook**. 9. ed. Oxford: Elsevier Advanced Technology, 1996. 742 p.

IMG EUROPE. **Website IMG Europe**. Disponível em: <<http://img-europe.electrocomponents.com/largeimages/L299022-01.gif>>. Acesso em: 23 jan. 2015.

ISO (International Organization for Standardization) **8153-1:2009(en)**: Aerospace fluid systems and components — Vocabulary — Part 1: Hose assemblies. Arlington, 2009.

JAMES HARDIE PLUMBING & PIPELINES PTY. LIMITED (Estados Unidos da América). Alan J. Whittle; Robert B. Podnar. **Pipe fitting**. US 5228721A, 4 maio 1992, 20 jul. 1993.

KEMPER, D.; KORANE, K. J. Standard and Special Hydraulic Hose: A wide range of standard and proprietary hoses have evolved to meet most every industrial and mobile-equipment need. **Machine Design**. Aurora, 12 jan. 2010. Disponível em: <<http://machinedesign.com/archive/standard-and-special-hydraulic-hose>>. Acesso em: 10 jan. 2015.

KIM, T. J. et al. Improved method for analyzing automotive transmission parts (shaft/gear) manufactured using the warm shrink fitting process. **International Journal of Automotive Technology**, Seoul, v. 10, n. 5, out. 2009. Disponível em: <<http://link.springer.com/article/10.1007%2Fs12239-009-0072-7#page-1>>. Acesso em: 10 jan. 2015.

KLINGENBERG, C.; JONES, D. (EnviroServe Chemicals, Inc.). What Is Salt Spray (fog)? **Finishing Talk**, Rutherfordton, out. 2014. Disponível em: <<http://www.finishingtalk.com/publication-what-is-salt-spray--fog---s-107.html>>. Acesso em: 13 jan. 2014.

KOBAYASHI, T.; SHIMONO, T.; OHNISHI, K. An experimental validation of haptic thrust wire for precise flexible actuation. In: **INDUSTRIAL ELECTRONICS**, 34, 2008, Orlando. Disponível em: <http://www.researchgate.net/publication/224374313_An_experimental_validation_of_haptic_thrust_wire_for_precise_flexible_actuation>. Acesso em: 20 jan. 2015.

KOHLI, R. Non-Aqueous Interior Surface Cleaning Using Projectiles. In: ____. **Developments in Surface Contamination and Cleaning: Methods for Removal of Particle Contaminants**. Houston: William Andrew, 2011. p. 123-147. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781437778854100041>>. Acesso em: 06 jan. 2015.

LLOPIS, Diego J. B. **Caracterização da Interface e Aderência do Processo de Brasagem Entre o Diamante CVD e Kovar, Utilizando Ligas de Adição com Titânio como Elemento Reativo**. 2012. Mestrado (Ciência e Tecnologia de Materiais e Sensores). INPE, Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, São José dos Campos, 2012.

LORD CORPORATION (Estados Unidos da América). Wallace C. Flower. **Truck cab tilt mechanism**. US 4372411A, 15 jun. 1981, 8 fev. 1983.

MAIO, M. Balanço do primeiro semestre de 2014 no mercado brasileiro de caminhões e ônibus. **Auto Press**, Rio de Janeiro, 14 jul. 2014. Disponível em: <<http://motordream.bol.uol.com.br/noticias/ver/2014/07/14/balanco-do-primeiro-semester-de-2014-no-mercado-brasileiro-de-caminhoes-e-onibus>>. Acesso em: 21 jan. 2015.

MARQUES, P. V. **Tecnologia da soldagem**. 2005. Belo Horizonte: ESAB. 1991. Retirado de KANASHIRO, Lucio Hirokuni. **Avaliação da precisão de duas técnicas de união de estruturas metálicas - brasagem e soldagem a laser - em uma prótese clássica de Brånemark pelo método da microscopia eletrônica de varredura (MEV)**. 2005. Dissertação (Mestrado em Prótese Dentária) - Faculdade de Odontologia, Universidade de São Paulo, São Paulo,

2005. Disponível em: <<http://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/23/23137/tde-11112005-145236/>>. Acesso em: 13 jan. 2015.

MCCLOUD, M. A. **Relationship Between Total Factory Overhead & Changes in Direct Labor Hours**. Disponível em <<http://smallbusiness.chron.com/relationship-between-total-factory-overhead-changes-direct-labor-hours-20628.html>>. Acesso em: 08 jan. 2015.

MOBLEY, R. K. Lines, Fittings, and Seals. In:____. **Fluid Power Dynamics**. Knoxville: Butterworth Heinemann, 2007. p. 130-149 Disponível em <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780750671743500597>>. Acesso em: 25 out. 2014.

MUELLER INDUSTRIES, INC. (Estados Unidos da América). Toomy L. Jamison; H. Glenn Dennis; Kevin Gay. **Fluid conduit system and fittings therefor**. US 7516990B2, 18 dez. 2003, 14 abr. 2009.

NBYNYY. **Metric female 24 cone hydraulik hose fitting pipe fitting**. Disponível em: <http://nbynyy.en.hisupplier.com/product-1239745-METRIC-FEMALE-24-CONE-HYDRAULIK-HOSE-FITTING-PIPE-FITTING.html>). Acesso em 26 jan. 2015.

OILAIR PRODUCTS, LLC – Fluid Power Specialists. **Fluid Power Technical Note: Hose Assembly Cleanliness**. Publicado em jun. 2013. Disponível em: <http://www.oilair.com/files/7513/8369/7671/Hose_Assembly_Cleanliness.pdf>. Acesso em: 05 jan. 2015.

PANNONI, F. D. **Princípios da galvanização a fogo**. Artigo técnico publicado em 2009. Disponível em: <<http://www.ztec.ind.br/pdf/principios/principios.pdf>>. Acesso em: 22 jan. 2015.

(http://scholar.google.com.br/scholar?hl=en&q=galvaniza%C3%A7%C3%A3o&btnG=&as_sdt=1%2C5&as_sdtp=)

PARKER HANNIFIN CORPORATION (Estados Unidos da América). Donald E. Washkewicz; Harold Belofsky. **Low volumetric expansion hose**. US 4699178A, 8 dez. 1986, 13 out. 1987.

PEDERSEN, P. **On Shrink Fit Analysis and Design**. Kongens Lyngby: Technical University of Denmark, 2004, 17 p. Disponível em: <

https://books.google.com.br/books?id=GshdPgAACAAJ&dq=Pedersen+On+Shrink+Fit+Analysis+and+Design&hl=pt-PT&sa=X&ei=JBC_VIuLF7XIsASk-YKgBQ&ved=0CBwQ6AEwAA>. Acesso em: 14 jan. 2015.

PRASANGA, D. et al. Evaluation of a backlash compensation method using two parallel thrust. In: INDUSTRIAL ELECTRONICS (ISIE), 22, 2013, Taipei. Disponível em <http://www.researchgate.net/publication/261157945_Evaluation_of_a_backlash_compensation_method_using_two_parallel_thrust_wires>. Acesso em: 15 jan. 2015.

RAMAMOORTHY, B.; RADHAKRISHNAN, V. A study of the surface deformations in press and shrink fitted assemblies. **Wear**, Madras, v.173, n. 1-2, abr., 1994. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0043164894902593>>. Acesso em: 13 jan. 2015.

SAE (Society of Automotive Engineers) **ARP 4988**: Procedure for Determining Thrust Wire Lengths and Minimum Insertion Depths. Nova Orleans, 2013.

SAE (Society of Automotive Engineers) **J343**: Test and Test Procedures for SAE 100R Series Hydraulic Hose and Hose Assemblies. Orlando, 2012.

SAE (Society of Automotive Engineers). **J516 1952-01**: Hydraulic Hose Fittings. Warrendale, 2011.

SAE (Society of Automotive Engineers). **J517**: Hydraulic Hose. Warrendale, 2013.

SANCHEZ, E. A. Peterbilt 579 75th Anniversary Edition Unveiled at Mid-America Truck Show: Two-Tone Paint Harkens to Brand Heritage. **Truck Trend**, El Segundo, 27 mar. 2014. Disponível em: <http://www.trucktrend.com/features/news/2014/163_1403_peterbilt_579_75_anniversary_edition/>. Acesso em: 21 jan. 2015.

SMITH, L. **Peek through time**: Aeroquip Corp.'s innovative idea is still going strong 70 years later. Publicado em abr. 2010, atualizado em mar. 2011. Disponível em <http://www.mlive.com/news/jackson/index.ssf/2010/04/peek_through_time_aeroquip_cor.html>. Acesso em: 07 jan. 2015.

SOGALAD, I.; UDUPA, N. G. S. Influence of cryogenic treatment on load bearing ability of interference fitted assemblies. **Materials and Design**, Oxford, v. 31, n. 1, jul. 2009. Disponível em: <http://www.researchgate.net/publication/237527054_Influence_of_cryogenic_treatment_on_load_bearing_ability_of_interference_fitted_assemblies>. Acesso em: 12 jan. 2015.

SOUZA, E. O CARRETEIRO. São Paulo: GG Editora de Publicações Técnicas Ltda, fev. 2006. Mensal. Disponível em <<http://www.revistaocarreteiro.com.br/modules/revista.php?recid=257&edid=24>>. Acesso em: 24 out. 2014.

SUGAWARA, K.; SUZUKI, Y.; YASHIRO, D.; OHNISHI, K. Performance evaluation of thrust wires for application to endoscopic forceps. In: INDUSTRIAL ELECTRONICS, 20, 2011, Gdansk. Disponível em: <http://www.researchgate.net/publication/252029919_Performance_evaluation_of_thrust_wires_for_application_to_endoscopic_forceps>. Acesso em: 20 jan. 2015.

SUZUKI, I.; HISAMATSU, Y.; MASUKO, N. Nature of Atmospheric Rust on Iron. **Journal of The Electrochemical Society**, Tóquio, v. 127, n.10, p. 2210-2215, 1980. Disponível em: <<http://jes.ecsdl.org/content/127/10/2210.short>>. Acesso em: 22 jan. 2015.

THE DEUTSCH COMPANY (Estados Unidos da América). Arthur J. Hyatt; Biing-Kwang K. Hsieh; Earl T. Wootton. **Swaging tool for axially swaged fittings**. US 5398394A, 15 set. 1993, 21 mar. 1995

TOYOTA. **Website Toyota Kuwait**. Publicado em 2014. Disponível em: <http://www.toyota.com.kw/English/toyota_models/dyna/exterior.asp>. Acesso em: 21 jan. 2015.

YU, L. It's a material world. **Hydraulics & Pneumatics**, Columbus, 12 dez. 2012. Disponível em: <<http://hydraulicspneumatics.com/fittings-amp-couplings/it-s-material-world>>. Acesso em: 10 jan. 2015.