

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LEANDRO ALEXIS DE DONATO PAEZ

APLICABILIDADE DE MOLAS PNEUMÁTICAS NA INDÚSTRIA E
PROJETO BÁSICO DE UM ACOPLADOR PNEUMÁTICO

São Paulo

2009

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LEANDRO ALEXIS DE DONATO PAEZ

APLICABILIDADE DE MOLAS PNEUMÁTICAS NA INDÚSTRIA E
PROJETO BÁSICO DE UM ACOPLADOR PNEUMÁTICO

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Graduado
em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal
Alves

São Paulo

2009

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LEANDRO ALEXIS DE DONATO PAEZ

APLICABILIDADE DE MOLAS PNEUMÁTICAS NA INDÚSTRIA E
PROJETO BÁSICO DE UM ACOPLADOR PNEUMÁTICO

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo para obtenção do título de Graduado
em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal
Alves

São Paulo

2009

FICHA CATALOGRÁFICA

Paez, Leandro Aléxis de Donato

Aplicabilidade de molas pneumáticas na indústria e projeto básico de um acoplador pneumático / L.A.D. Paez. – São Paulo, 2009.

83 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Válvulas de controle pneumático 2. Molas 3. Acoplagem 4. Vagões de carga 5. Engenharia mecânica I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t.

RESUMO

O objetivo deste estudo é caracterizar a utilização de molas pneumáticas em aplicações veiculares e industriais (como atuadores ou isoladores de vibração) e ilustrar, com a apresentação de um projeto básico de um acoplador pneumático, os processos de projeto, fabricação e testes de um sistema que utiliza molas pneumáticas. Além de dissertar sobre a origem e evolução das molas pneumáticas, considerações teóricas de seu funcionamento e aplicações atuais, o trabalho engloba etapas de otimização de um sistema de acoplamento pneumático. Os desenhos do projeto são também especificados. Ao longo do desenvolvimento deste trabalho, algumas modificações foram feitas no projeto básico (especialmente no que diz respeito ao mecanismo articulado do sistema). Um modelo didático para apresentação foi construído e uma demonstração foi feita na apresentação final do trabalho.

Palavras-chave: Suspensão a ar. Mola pneumática. Acoplador. Descarga de vagões. Engenharia mecânica.

ABSTRACT

The aim of this study is to characterize the utilization of air springs in vehicles and in the industry (as actuators or vibration isolators), and also illustrate, based on an engineering project of a pneumatic coupler, all the processes of design, construction and tests of a system using air springs. Besides discoursing about air springs origins and evolution, theoretical considerations about their functioning and actual applications, the work comprehends the stages of optimization of a pneumatic coupler. During the development of the work, a few changes have been made in order to evolve the project (introducing a new type of linkage for the elevation of the system). A prototype was built and demonstrated in the last presentation of the project.

Keywords: Air suspension. Air spring. Coupler. Discharge of wagons. Mechanical engineering.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Suspensão a ar - Plymouth (1934).....	4
Figura 2 - Suspensão a ar - Cord (1937).....	4
Figura 3 - Exemplo de teste – Carro à direita com mola pneumática.....	6
Figura 4 - Desenho de projeto - mola pneumática	6
Figura 5 - Desenho: controle do transverso	7
Figura 6 - Suspensão a ar em caminhão.....	8
Figura 7 - Suspensão pneumática em caminhão	9
Figura 8 - Corte de Mola Pneumática Firestone (modelo de convolutas).....	10
Figura 9 - Mola pneumática de manga reversível	10
Figura 10 - Camadas da Mola Pneumática	11
Figura 11 - Componentes da Mola Pneumática	12
Figura 12 – Ônibus elétrico com suspensão pneumática traseira.....	14
Figura 13 - Suspensão pneumática para caminhões e SUV	15
Figura 14 - Substituição de pistões por molas pneumáticas	16
Figura 15 - Tensor de Máquina	16
Figura 16 - Mesa de corte com atuador pneumático	17
Figura 17 - Frenagem por fricção	17
Figura 18 - Prensa automática	18
Figura 19 - Diâmetro efetivo: à esquerda, mola com convolutas, à direita mola de manga reversível.....	20
Figura 20 - Gráfico da deflexão da mola em função da carga.....	23
Figura 21 - Deflexão efetiva	26
Figura 22 - Mola e roda em posições distintas	27
Figura 23 - Pressão de compressão	33
Figura 24 - Desprendimento do anel	34
Figura 25 – Deformação da tampa.....	35
Figura 26 – Abrasão.....	36
Figura 27 - Cortes circunferenciais.....	37
Figura 28 - Super-extensão: deformação da tampa superior	38
Figura 29 - Super-extensão: ruptura ao redor da porca-cega	38
Figura 30 – Vista isométrica do Boot Lift Dynamic Air	40
Figura 31 - Vista lateral	41
Figura 32 – Vista frontal	42
Figura 33 – Mecanismo de Sarrus (<i>Sarrus Linkage</i>).....	42
Figura 34 - Vista Isométrica do Acoplador.....	44
Figura 35 - Vista frontal e vista lateral	45
Figura 36 - Tampa superior do Acoplador	46
Figura 37 - Vista inferior do acoplador.....	47
Figura 38 – Três posições do sistema.....	50
Figura 39 - Dobradeira hidráulica Amada.....	52

Figura 40 - Furadeira Kone KFF-50	53
Figura 41 - Máquina de Corte <i>Hyperjet Flow</i>	54
Figura 42 - Detalhes do cabeçote da Hyperjet	55
Figura 43 - Vista do modelo construído.....	56
Figura 44 - Desenho de fabricação da placa inferior.....	58
Figura 45 - Desenho de fabricação da placa superior.....	59
Figura 46 - Desenho dos tubos e pino do Mecanismo de Sarrus.....	59
Figura 47 - Desenho da placa do Mecanismo de Sarrus	60
Figura 48 - Esquema de entrada/saída de ar	61
Figura 49 - Foto do protótipo	63
Figura 50 - Foto do protótipo com vista da mola	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características da Dobradeira Hidráulica Amada.....	51
Tabela 2 - Características Técnicas da Furadeira.....	53

LISTA DE UNIDADES E TERMOS

N – Newton, unidade de força

m – Metro, unidade de comprimento

Pa – Pascal, unidade de pressão, equivalente a 1 N/m^2

Bar – Unidade de pressão, equivalente a $100\,000 \text{ N/m}^2$

Atm – Unidade de pressão equivalente a $101\,325 \text{ N/m}^2$

Psi – Unidade de pressão, equivalente a 6895 N/m^2

k – Constante do ar

Big Bag – Reservatório plástico utilizado para armazenar materiais

Tuning – Termo empregado para designar personalização extrema de automóveis

SUMÁRIO

1. Introdução	1
2. História das molas pneumáticas	3
2.1 Origem.....	3
2.2 Indústria de veículos pesados.....	7
3. Características das molas pneumáticas.....	9
3.1 Descrição.....	9
2.2 Materiais	10
2.3 Componentes	12
4. Molas pneumáticas: aplicações na indústria	13
4.1 Suspensão a ar.....	13
4.2 Atuadores e isoladores industriais	15
4.3 Exemplos de aplicação	16
5. Princípios básicos: conceitos envolvidos.....	19
5.1 Área efetiva	19
5.2 Processos termodinâmicos.....	20
5.3 Constante elástica da mola pneumática.....	23
5.3 Freqüência natural.....	25
5.4 Sistema não centralizado.....	27
6. Seleção de molas pneumáticas.....	29
7. Desgaste.....	34
8. Acoplador pneumático	38
8.1 Necessidade de mercado	38
8.2 Projeto <i>Dynamic Air</i>	39
8.3 Otimizações.....	40
9. Projeto	41
9.1 Seleção do modelo de mola pneumática	43
9.2 O sistema	44
9.3 Peso da estrutura	48
9.4 Mecanismo de Sarrus.....	50
10. Máquinas para fabricação.....	51
10.1 Prensa dobradeira	51

10.2	Fresadora Kone	52
10.3	Máquina de corte <i>Hyperjet Flow</i>	54
11.	Protótipo.....	56
11.1	Características do modelo	56
11.2	Etapas de fabricação e montagem.....	57
11.3	Desenhos de fabricação	57
11.4	Sistema de válvulas utilizado	60
11.5	Teste, resultados e fotos do modelo	61
12.	Conclusão	64
13.	Cronograma físico	66
14.	Bibliografia	68
15.	Anexos.....	69
15.1	Isolamento de vibração.....	69
15.2	Características da Mola selecionada	70
15.3	Aplicações como isoladora	71

1. Introdução

O intuito deste projeto é desenvolver uma atividade completa e de nível profissional na área de engenharia mecânica. Princípios e habilidades adquiridos ao longo destes anos na Escola Politécnica servirão de base para a realização de um trabalho conceitual com implicações práticas.

O tema do trabalho em questão foi levantado junto à empresa *Dynamic Air*, que projeta, fabrica e instala sistemas de transporte pneumático e também possui área de desenvolvimento de equipamentos especiais – que é justamente de onde surgiu a idéia para o trabalho.

Um dos equipamentos de estudo é chamado “*Boot Lift*”, que é, basicamente, um acoplador de acionamento pneumático para facilitar a descarga de material de caminhões/vagões em silos e transportadores. O sistema mecânico constitui-se de uma pequena plataforma articulada, que possui um bocal de borracha em sua parte superior (que realizará o acoplamento à boca do caminhão/vagão) e utiliza molas pneumáticas para sua elevação.

Ao discutir o tema com profissionais da empresa, percebeu-se oportunidade de aperfeiçoamento de acopladores pneumáticos e também um interesse em analisar outras aplicações relevantes para molas pneumáticas.

Em síntese, o trabalho visa analisar a aplicabilidade atual de molas pneumáticas (como suspensões no setor automotivo, acopladores, atuadores, entre outros), rever o atual projeto do *Boot Lift* Dynamic Air (visando mapear possíveis melhorias e desenvolvimentos alternativos) e, por fim, realizar o projeto básico de um sistema otimizado de acoplamento. Além da documentação, em uma segunda etapa do projeto, um modelo didático foi construído, visando demonstrar o funcionamento de uma mola pneumática e também a consistência do sistema articulado desenvolvido.

Nos primeiros capítulos, descreve-se a história e evolução das molas pneumáticas, que surgiram inicialmente como um conceito para maximizar o conforto dos automóveis (substituindo as molas mecânicas). Características básicas das molas pneumáticas Firestone são descritas, assim como aplicações e sistemas

substitutos (em geral, molas mecânicas, pistões pneumáticos e outros mecanismos). Já em capítulos posteriores, o projeto básico do “acoplador otimizado” é apresentado, descrevendo os subsistemas, suas funções e os cálculos estruturais realizados (além de desenhos de conjunto e outros detalhes). Uma comparação com o projeto atual *Dynamic Air* é feita, especialmente no que consiste a mecanismos alternativos implementados.

2. História das molas pneumáticas

2.1 Origem

No início da década de 30, a fábrica Firestone de borracha e pneus iniciou a realização de testes para desenvolver e analisar o potencial de molas pneumáticas.

Entre 1935 e 1939, já existiam vários modelos de veículos americanos que estavam equipados com molas pneumáticas e eram intensamente testados para demonstrar os benefícios da utilização destas molas. A grande dificuldade, na época, era inserir as molas pneumáticas como elemento constituinte dos veículos produzidos em massa, uma vez que os custos para utilização de molas mecânicas eram consideravelmente menores. Além disso, algumas melhorias nas molas mecânicas helicoidais elevaram drasticamente o conforto, o que tornava menos justificável a utilização de um substituto de muito maior custo (apesar de que as molas pneumáticas ainda assim melhoravam substancialmente o conforto e estabilidade dos veículos).

Além da relação custo/benefício ainda baixa na utilização de suspensões a ar em veículos de passeio, outro fator determinante para postergar sua evolução foi o início da 2ª guerra mundial, que destinou muitos recursos à indústria bélica (seja em termos de pesquisa e desenvolvimento, como também matérias-primas e profissionais qualificados).

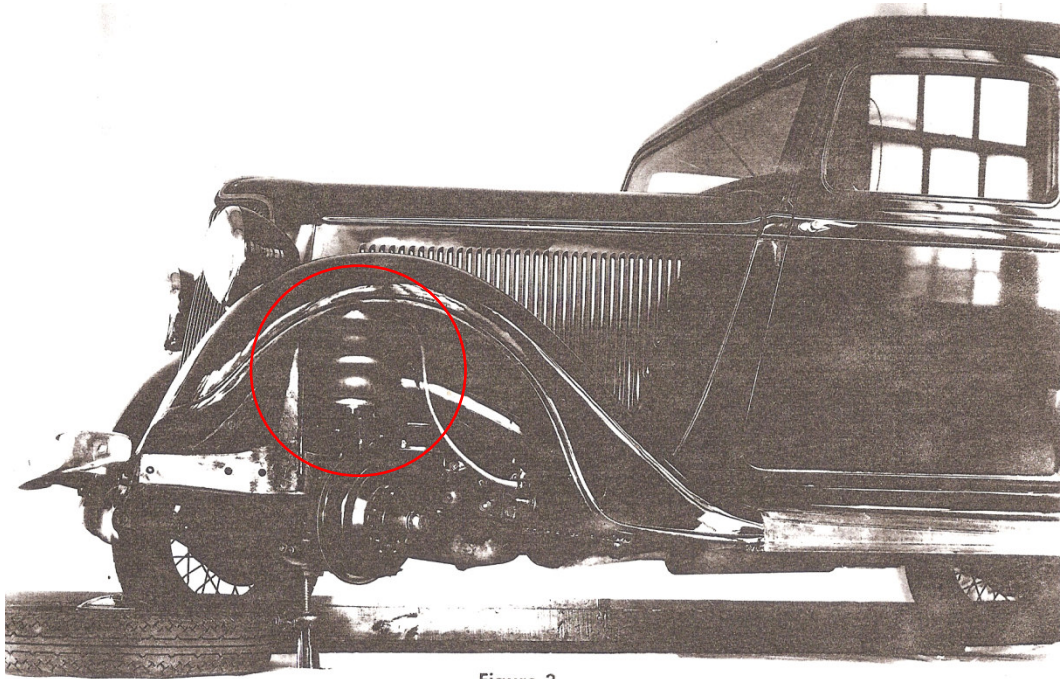


Figure 3
1934 Plymouth — Front End

Figura 1 - Suspensão a ar - Plymouth (1934)

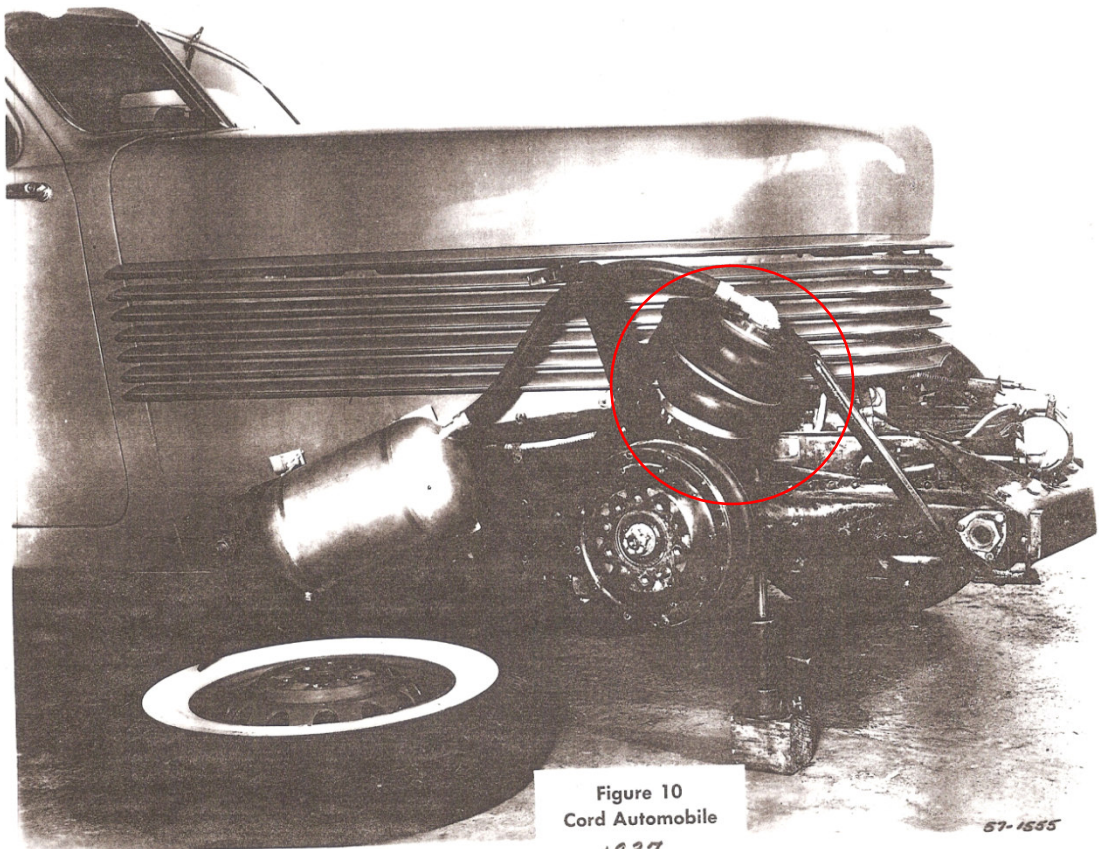


Figure 10
Cord Automobile
1937

57-1555

Figura 2 - Suspensão a ar - Cord (1937)

Em 1938, o maior fabricante de trailers dos Estados Unidos se interessou pela utilização de molas pneumáticas para novos modelos de ônibus que estavam desenvolvendo. Trabalhando juntamente aos engenheiros da Firestone, os primeiros ônibus foram testados em 1944 e a evidente superioridade das suspensões a ar foi documentada. No começo da década de 50, após anos de intenso desenvolvimento do modelo, o ônibus com suspensão a ar finalmente teve sua produção iniciada. Este foi o marco para a posterior evolução e ampliação das molas pneumáticas.

A aplicação bem sucedida das suspensões a ar em ônibus chamou a atenção para sua utilização também em caminhões, trailers e outros veículos pesados. Além disso, observou-se também que esses modelos poderiam ser utilizados para outros fins industriais, como isoladores de vibração e choques.

Após evolução dos modelos e universalização de sua utilização, hoje não somente nos Estados Unidos as molas pneumáticas são extensivamente aplicadas (caminhões, ônibus, automóveis, atuadores industriais, isoladores de vibração), como também no Brasil sua presença é ampla: veículos pesados (caminhões, ônibus, metrô), indústria (como isoladores de vibração e atuadores) e também em veículos leves, sendo comum nos adeptos ao “tuning” de seus automóveis.

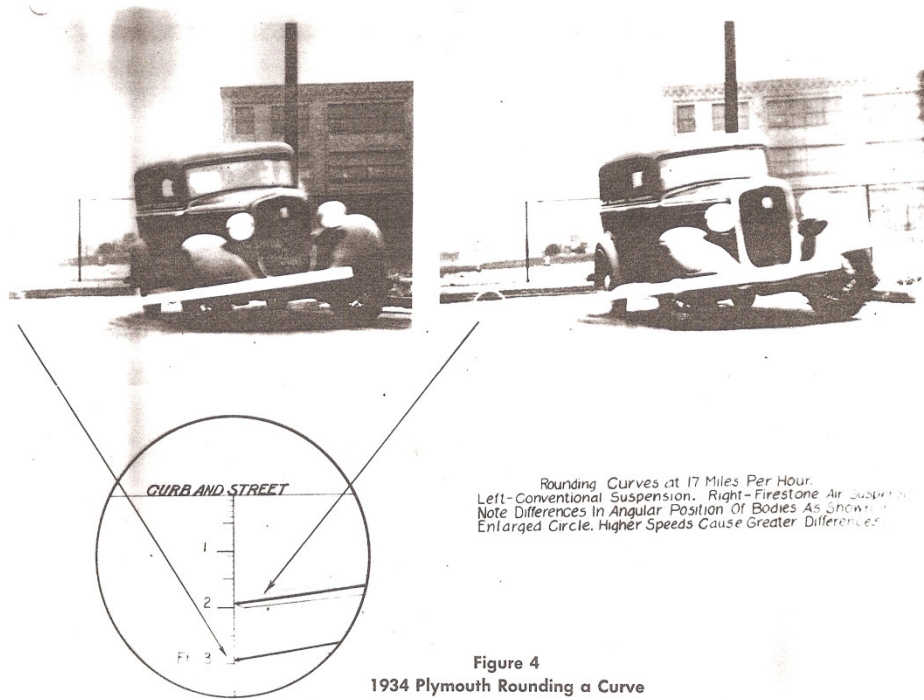


Figura 3 - Exemplo de teste – Carro à direita com mola pneumática

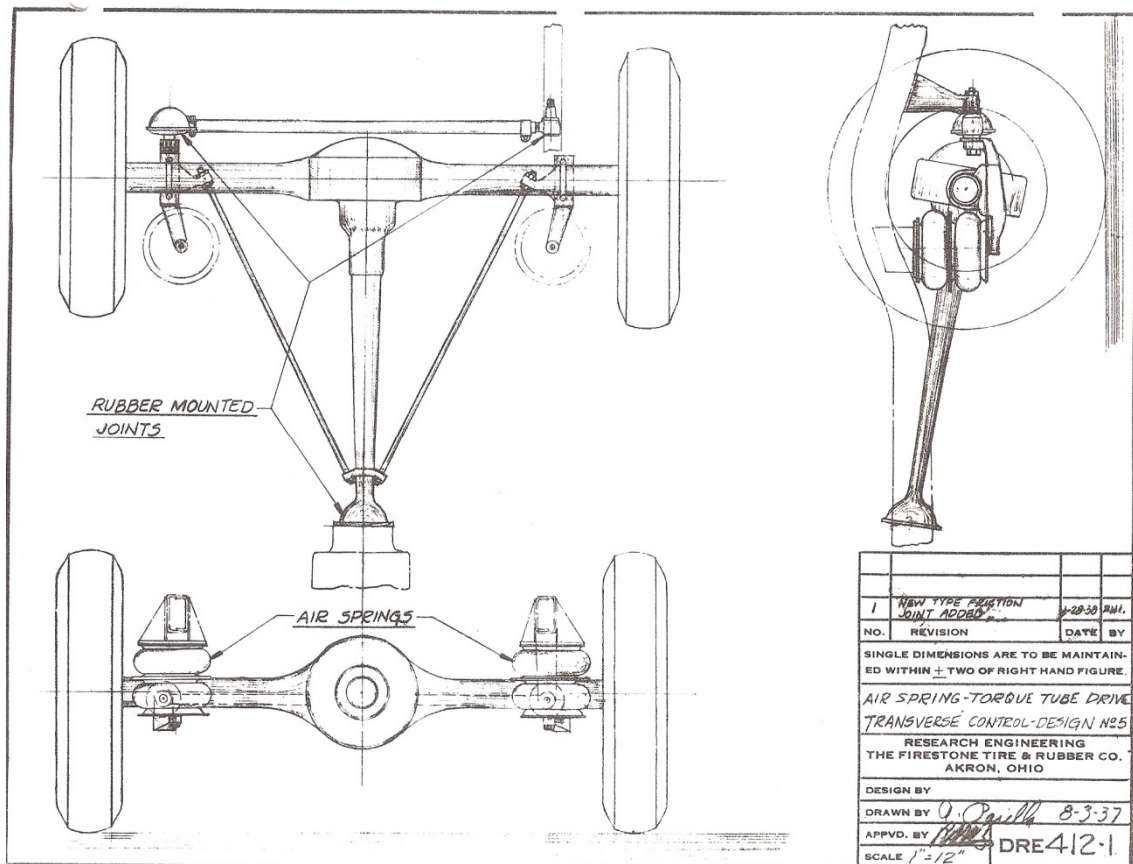


Figura 4 - Desenho de projeto - mola pneumática

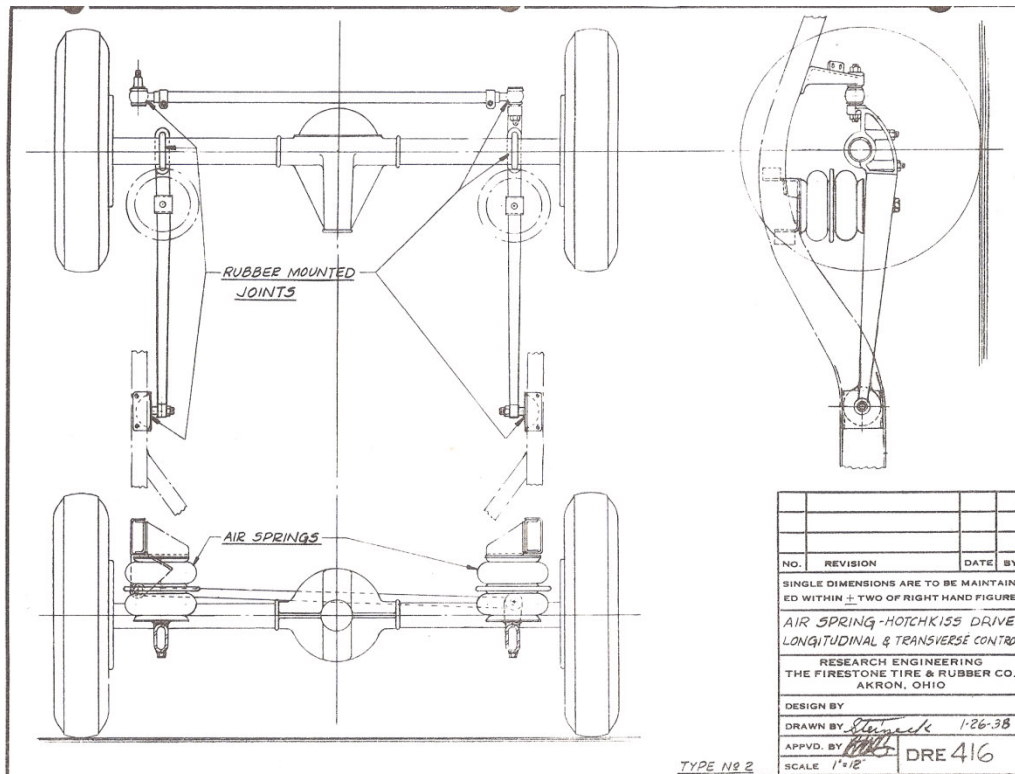


Figura 5 - Desenho: controle do transverso

Os desenhos apresentados acima demonstram os esboços iniciais de projeto para as molas pneumáticas. Com o desenvolvimento de materiais, tecnologias e processos, os testes se tornaram muito mais amplos, e a aplicação de cada modelo muito mais específica.

2.2 Indústria de veículos pesados

Nos dias de hoje, a indústria de caminhões é altamente mais eficiente do que antigamente. Devido à necessidade crescente de redução de custos, ao aumento do preço dos combustíveis e outras necessidades de mercado, é uma questão de sobrevivência para as transportadoras que sua frota seja eficiente.

Essa evolução propiciou às molas pneumáticas um ganho de escala significativo, à medida que elas garantem maior vida ao veículo, menores custos operacionais e menos falhas de circuitos eletrônicos caros (devido à minimização das vibrações na cabine). Outro fator importante é que veículos que utilizam

suspensão a ar implicam menos danos aos produtos transportados, garantindo um transporte de maior qualidade.

Ainda nas vantagens de sua utilização, o conforto dos motoristas aumenta consideravelmente, elevando sua produtividade, satisfação e evitando acidentes por fadiga.

O investimento inicial para instalação de molas pneumáticas em caminhões pode ser elevado, porém o retorno é relativamente curto, uma vez que os custos de manutenção e períodos de inatividade são reduzidos consideravelmente.



Figura 6 - Suspensão a ar em caminhão

A eficiência de transporte possui outra vantagem com molas a ar: a facilidade de ajuste permite que o caminhão transporte diferentes cargas sem necessidade de ajuste especializado. Isso porque a rigidez de sua suspensão é definida pelo ajuste simples da pressão interna da mola. Com isso, evita-se que os caminhões percorram longos trechos sem transportar cargas. Devido ao balanceamento perfeito entre os eixos, a carga fica distribuída homoganeamente, evitando cargas pontuais elevadas.

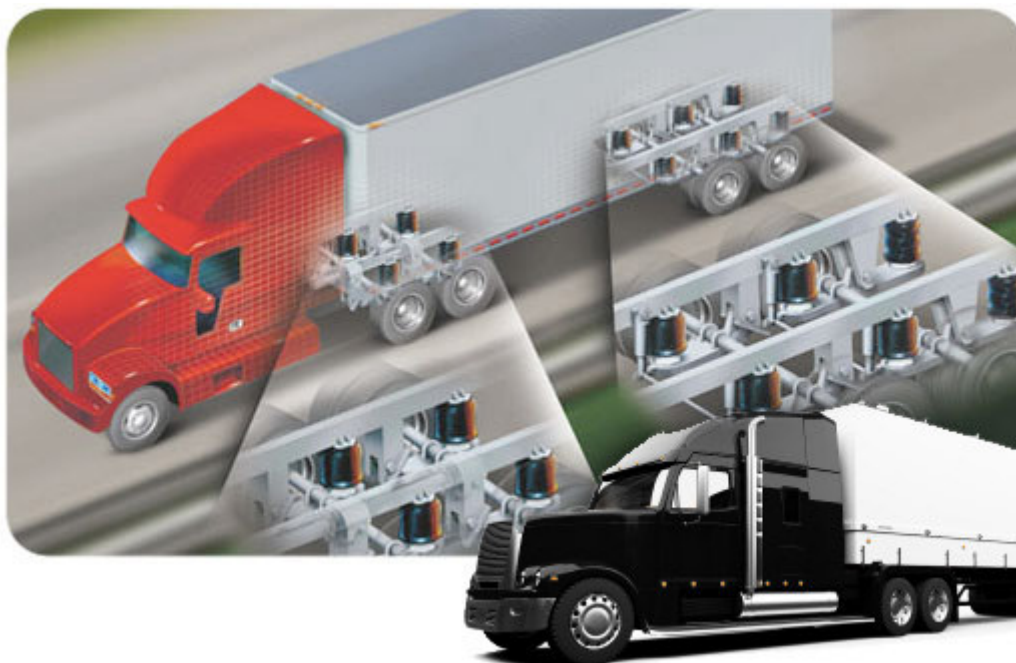


Figura 7 - Suspensão pneumática em caminhão

3. Características das molas pneumáticas

3.1 Descrição

Uma mola pneumática é um conjunto formado por um fole feito de camadas de borrachas reforçadas por tecidos cordonel de alta tenacidade fechado por fixações metálicas formando um reservatório estanque. Esse conjunto é projetado para operar com pressão interna de ar comprimido, podendo também utilizar água ou soluções de água-glicol como fluido interno.

A pressão interna gera uma deformação da borracha, tanto axialmente (principal deslocamento) como no plano perpendicular. As fixações metálicas (tanto inferior como superior) podem exercer uma força dependente da pressão interna (subtraindo-se a pressão ambiente).

Alguns fatores construtivos e de operação tornam a utilização dessa mola muito vantajosa (como alternativa às molas mecânicas, tanto em suspensões automotivas como atuadores / isoladores industriais). Suas principais vantagens e aplicações típicas são discutidas posteriormente neste relatório.

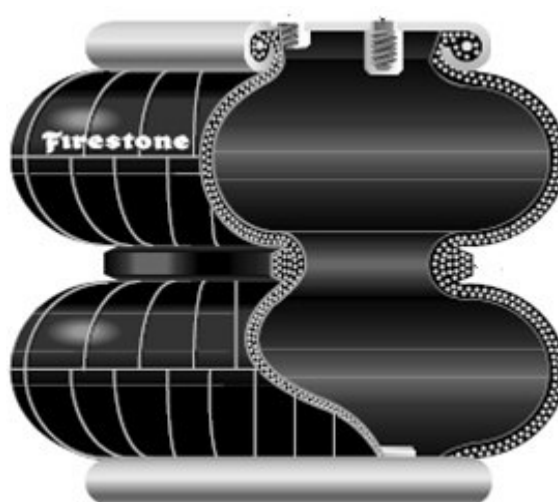


Figura 8 - Corte de Mola Pneumática Firestone (modelo de convolutas)



Figura 9 - Mola pneumática de manga reversível

2.2 Materiais

A borracha utilizada na mola é constituída de quatro camadas, como pode se observar na figura abaixo.

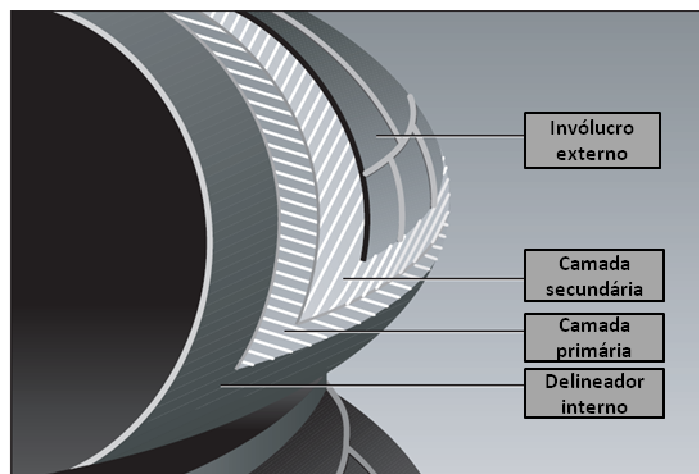


Figura 10 - Camadas da Mola Pneumática

a) Invólucro externo

Capa externa de borracha calandrada.

b) Camada secundária

Camada de borracha reforçada, com as fibras em direções com ângulos específicos em relação à camada primária.

c) Camada primária

Camada de borracha reforçada.

d) Delineador interno

Camada interna de borracha calandrada.

Esta é a composição padrão de molas pneumáticas Firestone – para pressões muito elevadas, quatro camadas de borracha reforçada são utilizadas. É importante ressaltar que o produto final deve ser completamente impermeável e resistir a pressões de projeto a serem determinadas.

Como a utilização prevista para tais molas em meu projeto é um acoplador pneumático (em que a mola substitui um atuador mecânico), o produto satisfaz com segurança as necessidades de projeto.

Em termos de desgaste do material, o principal fator para prolongamento da vida da mola é o ambiente operacional, uma vez que o interior é apenas exposto a ar comprimido. Para estimativa de vida útil, o principal cálculo a ser realizado baseia-se em analisar a fadiga provocada pela deformação típica de acionamento.

Vale ressaltar que o objetivo do composto elastômero que forma a mola é de suportar a pressão interna de ar, e não aplicar a força de acoplamento em si. O que irá aplicar essa força é a coluna de ar, através da placa superior (ou inferior) da mola.

2.3 Componentes

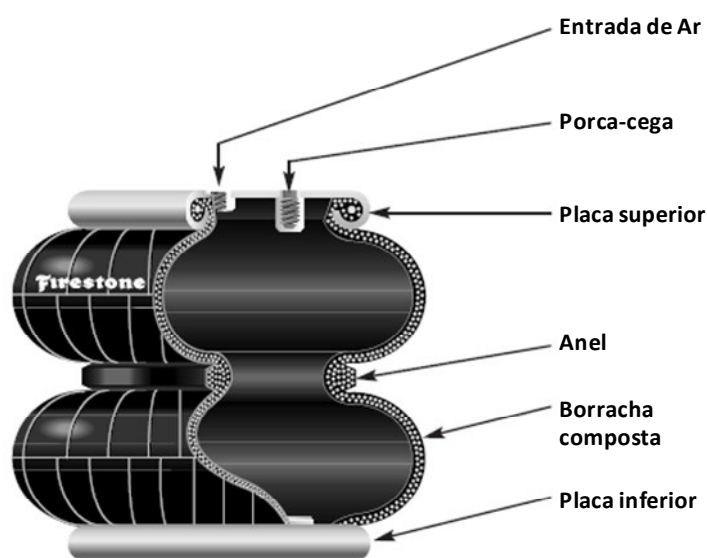


Figura 11 - Componentes da Mola Pneumática

A entrada de ar é geralmente de 6,4 mm (1/4"), e situa-se no centro da placa superior. Uma porca-cega é utilizada como elemento de segurança, em caso de pressões muito acima de projeto venham a surgir dentro da mola. A placa superior é constituída de aço-carbono, e é fabricada e testada de maneira a garantir total vedação. O anel intermediário é feito de alumínio e serve para restringir a deformação no plano perpendicular ao eixo axial. A borracha composta é aquela formada por 4 camadas já apresentadas neste documento, e a placa inferior é idêntica à superior, porém sem a porca-cega e a entrada de ar.

4. Molas pneumáticas: aplicações na indústria

Atualmente, há duas principais aplicações das molas pneumáticas: atuadores / isoladores industriais e suspensão de veículos.

4.1 Suspensão a ar

Atualmente, a suspensão a ar é muito utilizada em veículos pesados (ônibus e caminhões) devido à sua capacidade de minimizar as vibrações, proporcionando maior conforto aos passageiros (no caso de ônibus) e maior proteção para cargas frágeis transportadas em caminhões / trens.

Outro fator importante na decisão de utilização de suspensão a ar consiste na análise de vida útil, otimizada a partir de sua instalação, e também da redução de manutenções periódicas. Em um sistema rodoviário mal conservado como o brasileiro, a intensificação de desgaste das suspensões tradicionais (com molas mecânicas) gera uma necessidade muito grande de manutenção.

Em relação a sua aplicação em veículos leves (de passeio), é utilizada como auxiliar das molas de aço do eixo traseiro, para que a inclinação traseira devido às cargas no porta-malas ou reboque seja compensada. Algumas montadoras (BMW, Daimler-Chrysler e Land Rover, por exemplo) já possuem veículos com suspensão totalmente a ar, automatizadas e programáveis.

A suspensão a ar é também utilizada em trens modernos, como os trem-bala no Japão. O trem Shinkansen N700, da Japan Railways, por exemplo, utiliza suspensões a ar que permitem a realização de curvas a velocidades médias de 270 km/h. Novamente, a principal vantagem obtida é a suavidade de operação, garantindo conforto aos passageiros através de minimização da vibração e de ruídos.



Figura 12 – Ônibus elétrico com suspensão pneumática traseira

Vantagens das molas pneumáticas em suspensões

- Características suaves de dirigibilidade e conforto
- Irregularidades da superfície não são transmitidas às cargas nem aos passageiros
- Estabilização de altura, evitando redução de contato dos pneus dianteiros com a superfície (desgaste irregular)
- Melhor proteção aos instrumentos do painel, ar condicionado, *cd-player*
- Ausência de pontos de lubrificação
- Distribuição uniforme de carga sobre a suspensão e pneus
- Aumento da vida útil dos pneus (redução do desgaste irregular)
- Baixo custo de manutenção
- Minimização considerável de ruídos
- Possibilidade de redução do prêmio do seguro da carga
- Valorização do veículo
- Facilidade de instalação

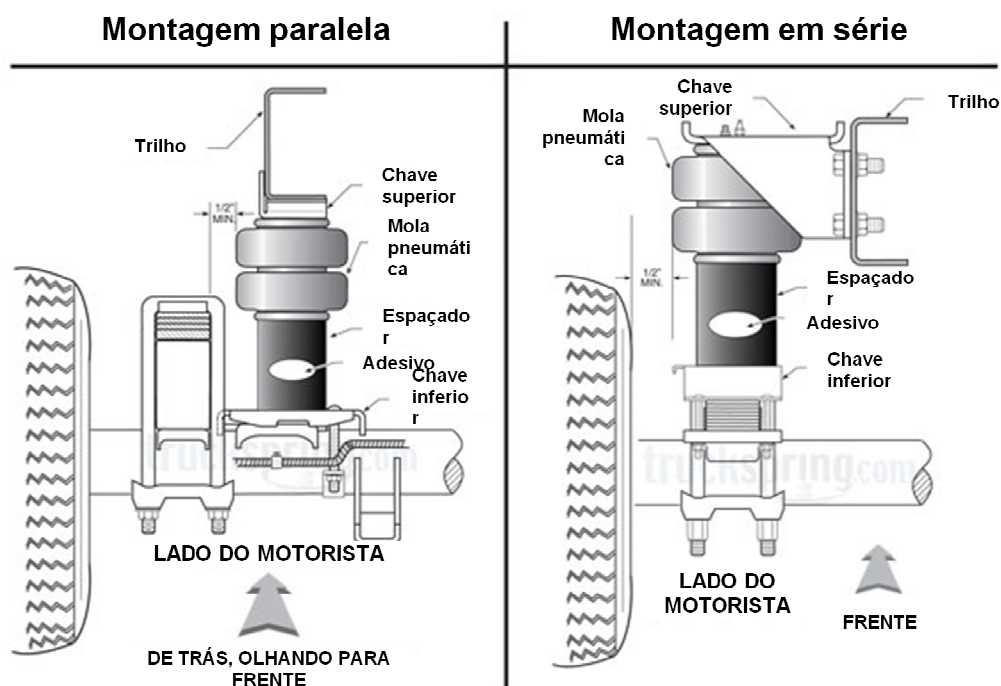


Figura 13 - Suspensão pneumática para caminhões e SUV

4.2 Atuadores e isoladores industriais

Os atuadores e isoladores são uma evolução das molas pneumáticas em termos de aplicações industriais – apesar de serem basicamente os mesmos produtos.

Operando como atuador, a mola pneumática substitui o cilindro hidráulico (ou pneumático) na conexão de estruturas que forneçam movimentos rotatórios ou lineares, principalmente no que tange à manutenção, uma vez que o atuador não necessita de selos de vedação para vazamentos e também não possui problemas de desgaste comuns aos cilindros (devido ao movimento repetitivo da haste interna).

Como isoladores, as molas pneumáticas reduzem a frequência de vibração do sistema substancialmente abaixo da frequência de perturbação (podendo atingir índices de isolamento da ordem de 90%).

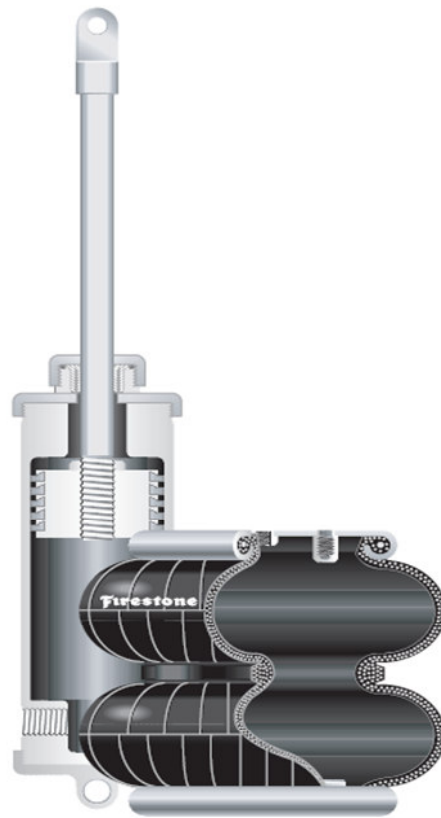


Figura 14 - Substituição de pistões por molas pneumáticas

4.3 Exemplos de aplicação

1- Regulador de tensão em correias

Devido à pressão controlada no interior da mola, é possível manter elementos como correias, elásticos e correntes com uma pré-tensão determinada. No exemplo, uma máquina que utiliza mola pneumática para regular a tensão de papel.

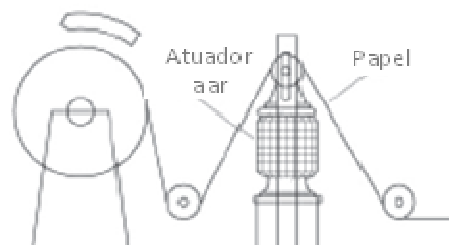


Figura 15 - Tensor de Máquina

2- Mesa de corte

Molas pneumáticas podem ser utilizadas para o controle da altura de mesa de corte e também acionamento do elemento de corte. Um exemplo é apresentado abaixo.

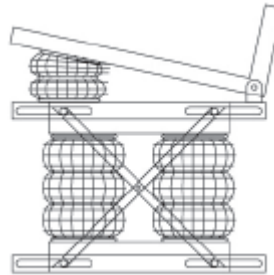


Figura 16 - Mesa de corte com atuador pneumático

3- Acionamento de freio por fricção

Molas pneumáticas podem também ser utilizadas como elementos de acionamento de sapatas de freio, exercendo pressões pré-determinadas em sistemas em movimento.

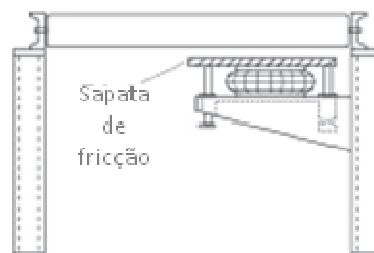


Figura 17 - Frenagem por fricção

4- Utilização em prensas

A facilidade de controle de atuação das molas pneumáticas permite sua utilização também em prensas, determinando-se o padrão de prensagem e força necessária. Abaixo um exemplo de sistema que possui atuação simétrica.

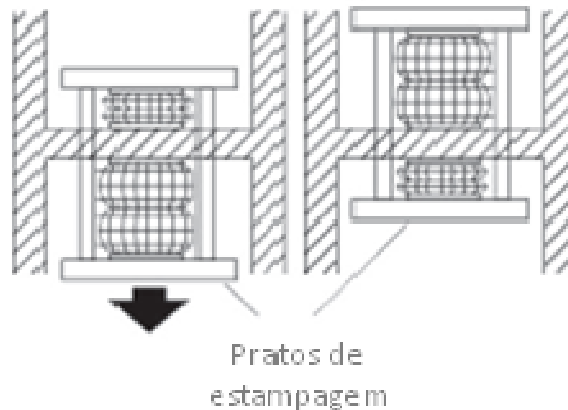


Figura 18 - Prensa automática

Vantagens das molas pneumáticas como substitutas dos pistões pneumáticos

- Baixo custo: em geral, para operação de capacidade semelhante, o custo inicial é metade ou menos em comparação aos sistemas tradicionais de pistão pneumático ou hidráulico – essa diferença se torna mais evidente em sistemas maiores
- Variedade de tamanhos: de 56 mm até 940 mm de diâmetro – forças de até 445 kN
- Longa vida útil: baixo desgaste garante a elevada durabilidade destas molas
- Não necessita lubrificação ou manutenção
- Não possui haste interna ou pistão – permite aplicação em locais diversos, mesmo com partículas de sujeira
- Não ocorre fricção entre elementos
- Flexibilidade de fluido base – pode trabalhar tanto com líquidos como gases
- Capacidade angular – alta versatilidade: utilização de um ângulo de até 30° é possível
- Carga lateral tolerada – molas pneumáticas suportam, até certo nível, cargas perpendiculares ao eixo axial

- Altamente compactas – quando não infladas, as molas se reduzem a uma altura bem reduzida (mínimo de aproximadamente 28 mm)
- Segurança e confiabilidade – todos os produtos são previamente testados, garantindo-se a vedação total

5. Princípios básicos: conceitos envolvidos

O conceito fundamental de uma mola pneumática é uma massa de ar sob pressão exercendo determinada força. A magnitude da força estática aplicada pela mola é função da pressão interna e da área e geometria do invólucro.

A força dinâmica é resultado da variação de pressão interna e mudança de área efetiva da mola devido ao aumento ou redução da altura. A variação total de pressão em uma batida (força externa aplicada) depende da variação de volume comparativamente ao volume total na posição de equilíbrio. Para os modelos de convoluta (ênfase do estudo), a variação de área efetiva em um impulso depende de onde o deslocamento ocorreu.

A área efetiva pode ser estimada ao determinar a força estática longitudinal aplicada (com uma altura especificada) e dividindo-a pela pressão interna naquela altura. Esse método é utilizado para mapear as áreas efetivas estáticas utilizadas para cálculo de frequência e correção dinâmica.

5.1 Área efetiva

Área efetiva é a área que suporta a carga em uma mola pneumática. Seu diâmetro é estabelecido como a distância entre os centros dos raios de curvatura da parede da mola. Esta sempre assume formato aproximadamente circular, pois a pressão interna age uniformemente sobre sua superfície – portanto, apenas a área dentro dos centros é realmente utilizada para suportar a carga. Para uma mola de convolutas, a área efetiva aumenta na compressão e diminui na extensão. Para uma mola de manga reversível, a área efetiva é constante quando operando no sentido positivo do pistão, aumenta quando dilata o pistão em compressão e diminui em caso de a manga inferior ficar acima do pistão.

Em um veículo, por exemplo, quando este está em repouso e carga é adicionada ou removida, a válvula de controle de altura opera de forma a adicionar ou retirar ar suficiente para manter a altura geral do conjunto constante. Ou seja, isso aumenta ou diminui a pressão interna de maneira a garantir que a força aplicada internamente se equipare com a carga total externa, atingindo o equilíbrio novamente.

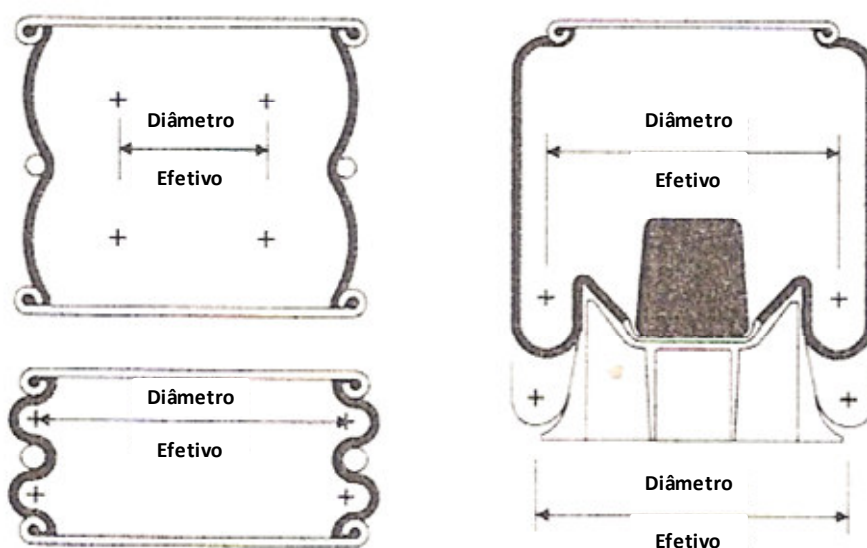


Figura 19 - Diâmetro efetivo: à esquerda, mola com convolutas, à direita mola de manga reversível

5.2 Processos termodinâmicos

Nesta seção, algumas considerações a respeito do estado do ar interno serão feitas. Para um processo em regime permanente, os calores específicos podem ser assumidos constantes.

Volume constante (isocórico):

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Esta é uma consideração inatingível, devido à natureza flexível da mola. Porém, em uma condição estática, a mudança de pressão pode ser calculada para uma determinada mudança de temperatura.

Pressão constante (isobárico):

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1}$$

Dinamicamente, o único jeito de manter pressão constante em um processo é em uma situação de volume infinito, portanto não é, em geral, aplicável a este caso.

Temperatura constante (isotérmico):

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2}$$

Para assumir processo isotérmico, há a necessidade de que o processo seja muito lento, e, portanto, não é uma boa hipótese para adotar no caso estudado.

Processo adiabático reversível (Isentrópico):

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

Este processo é definido como adiabático (sem transferência de calor para ou do fluido de trabalho). É uma hipótese teórica também que não acontece realmente dentro das molas pneumáticas. Porém, para pequenas e rápidas deflexões, é uma boa aproximação (adota-se $k = 1,404$ para o ar).

A entropia é constante porque são desconsideradas as irreversibilidades do processo.

Processo Politrópico

$$P \cdot V^n = \text{Constante}$$

Este processo geralmente representa curvas de expansão e compressão para pressões de até aproximadamente 10 bar. Especificando o valor de “n”, obtêm os processos anteriormente avaliados:

- $n = 1$, $PV = \text{constante}$ (isotérmico)
- $n = k$, $P \cdot V^k = \text{constante}$ (isoentrópico)
- $n = 0$, $P = \text{constante}$ (isobárico)
- $n = \infty$, $V = \text{Constante}$ (Isocórico)

As principais fórmulas para compressão de ar em pressões de até cerca de 10 bar (com $1 < n < k$) são:

$$P_1 \cdot V_1^k = P_2 \cdot V_2^k$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Apesar das hipóteses assumidas, durante a operação dinâmica da mola, tanto a pressão como o volume e temperatura variam instantaneamente. A estrutura da mola também varia, dependendo de sua configuração. Portanto, o valor de n varia entre 1 e k, mas é adotado, para fins de análise, como 1,38 (aproximado a partir do estudo de amplitudes e forças envolvidas na operação “normal” de um veículo).

5.3 Constante elástica da mola pneumática

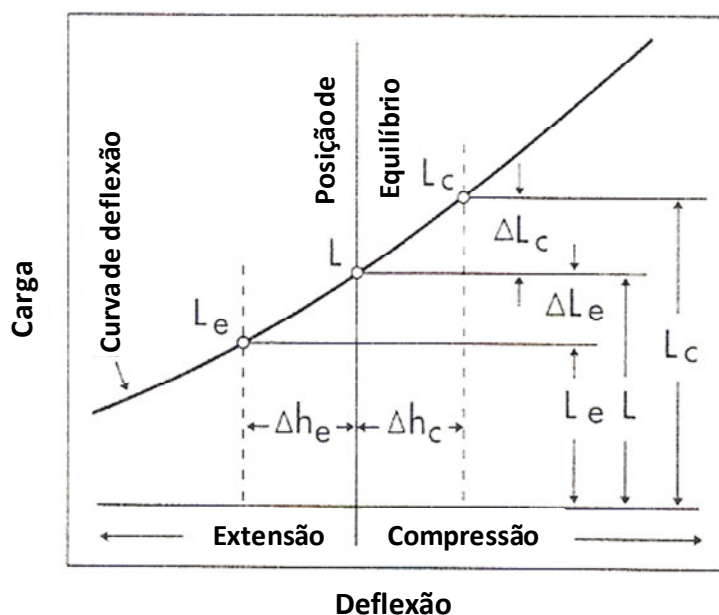


Figura 20 - Gráfico da deflexão da mola em função da carga

A constante elástica é dada pela derivada da força pela deflexão na posição de equilíbrio da curva. Para pequenos incrementos ou deflexões, pode ser aproximada pela variação total da carga pela deflexão:

$$K = \frac{(L_c - L_e)}{(\Delta h_c + \Delta h_e)}$$

Em que:

- K = Constante elástica (Força por deflexão)
- L_c = Força na posição comprimida
- L_e = Força na posição estendida
- Δh_c = Variação de altura na compressão
- Δh_e = Variação de altura na extensão

$$L_c = P_{gc} \cdot (A_c)$$

$$L_e = P_{ge} \cdot (A_e)$$

Em que P_{gc} e P_{ge} são as pressões manométricas na compressão total e extensão total, respectivamente. A_c e A_e são as áreas efetivas também em compressão total e extensão total, respectivamente.

Substituindo-se nas equações:

$$\Delta h_c = \Delta h_e = 0,5 \text{ " } = 12,7 \text{ mm}$$

$$K = P_{gc} \cdot (A_c) - P_{ge} \cdot (A_e)$$

A relação entre as pressões manométricas e absolutas é dada por (assumindo pressão atmosférica como 1,0 bar):

$$P_{gc} = P_{ac} - 1,0$$

$$P_{ge} = P_{ae} - 1,0$$

Em que 1,0 bar é a pressão atmosférica, P_{ac} é a pressão absoluta na compressão e P_{ae} é a pressão absoluta na extensão.

Utilizando agora a relação de gases politrópicos:

$$P_{ac} = P_{a1} \cdot \left(\frac{V_1}{V_c} \right)^{1,38}$$

$$P_{ae} = P_{a1} \cdot \left(\frac{V_1}{V_e} \right)^{1,38}$$

Onde:

- P_{a1} é a pressão absoluta na posição de equilíbrio
- V_1 é o volume na posição de equilíbrio
- V_c é o volume na posição L_c
- V_e é o volume na posição L_e

Substituindo:

$$K = \left[P_{a1} \cdot \left(\frac{V_1}{V_c} \right)^{1,38} - 1,0 \right] \cdot A_c - \left[P_{a1} \cdot \left(\frac{V_1}{V_e} \right)^{1,38} - 1,0 \right] \cdot A_e$$

Reagrupando os termos, obtém-se a fórmula geral para a constante elástica de molas pneumáticas:

$$K = P_{a1} \cdot \left[A_c \cdot \left(\frac{V_1}{V_c} \right)^{1,38} - A_e \cdot \left(\frac{V_1}{V_e} \right)^{1,38} \right] - 1,0 \cdot (A_c - A_e)$$

5.3 Freqüência natural

Como a mola pneumática é aplicada também como isoladora de vibrações, é prioritário determinar como calcular sua freqüência natural, para evitar ressonância e amplificar movimentos vibratórios (ou seja, atuar justamente de forma contrária a qual se deseja).

Considerando-se um sistema não amortecido de apenas um grau de liberdade, a definição clássica de freqüência é dada por:

$$f = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$$

$$\omega^2 = \frac{K}{m}$$

Sendo:

- f é a freqüência dada em Hz
- ω é a velocidade angular, em radianos por segundo
- K é a constante elástica, em N/m
- m é a massa, em kg

Portanto:

$$f = \frac{\sqrt{\frac{K}{m}}}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}}$$

E também:

$$m = \frac{P}{g}$$

Em que:

- P é o peso, em N
- g é a aceleração da gravidade, equivalente a $9,8 \text{ m/s}^2$

Substituindo-se as equações:

$$f \text{ (rpm)} = 30 \cdot \sqrt{\frac{K}{P}}$$

Uma vez que a deflexão efetiva é dada por:

$$d_e = \frac{P}{K}$$

Então obtemos:

$$f \text{ (rpm)} = \frac{30}{\sqrt{d_e}}$$

A deflexão efetiva não possui relevância física, porém possui significado matemático importante: é definida como a carga dividida pela constante elástica. Um gráfico representativo é mostrado abaixo:

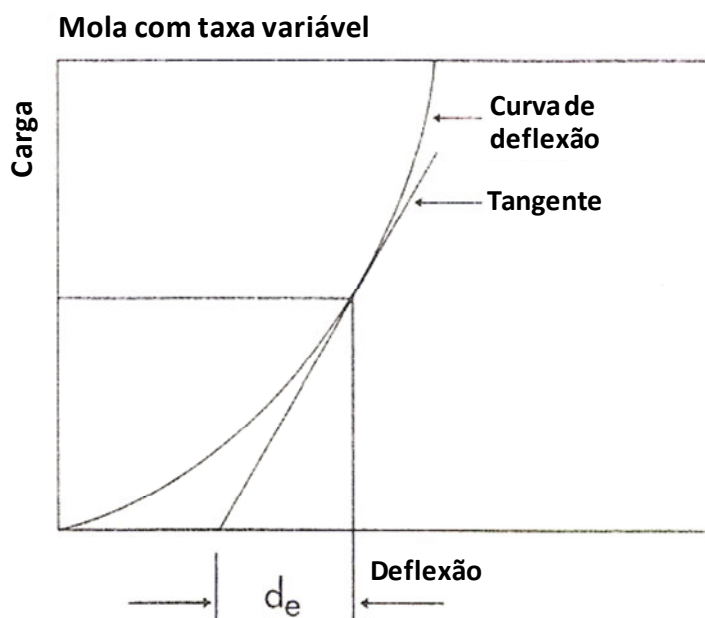


Figura 21 - Deflexão efetiva

5.4 Sistema não centralizado

No caso anterior, a mola estava posicionada na linha de aplicação da força – isto é, não existia alavanca (braço de força) pois a mola e o local de aplicação da força possuíam a mesma linha de centro. Neste item, serão analisados os comportamentos da taxa dinâmica e da frequência natural de uma mola cuja linha de centro não coincide com a linha de aplicação da força.

Uma análise realizada considerando uma distância diferente do “pivot” (local de amplitude nula) até a roda da distância do mesmo até a mola. Um esquema é representado abaixo:

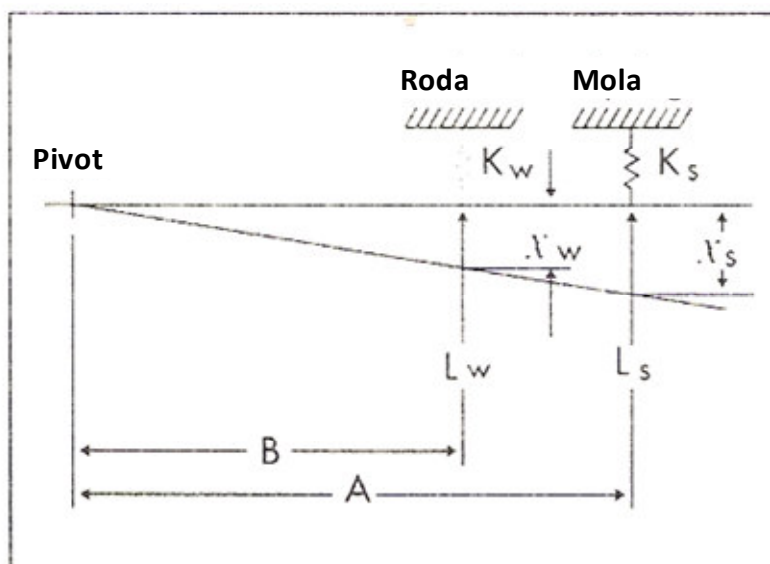


Figura 22 - Mola e roda em posições distintas

Em que a razão de alavanca (RA) é dada por:

$$RA = \frac{A}{B}$$

Em que:

- K_s e K_w: constante elástica da mola (*spring*) e da roda (*wheel*), respectivamente

- L_s e L_w : carga na mola e na roda, respectivamente
- X_s e X_w : deflexão na mola e na roda, respectivamente

Relação das constantes elásticas:

$$L_s \cdot A = L_w \cdot B$$

$$L_s = L_w \cdot \left(\frac{B}{A}\right) = \frac{L_w}{\left(\frac{A}{B}\right)} = \frac{L_w}{RA}$$

$$\chi_w = \chi_s \cdot \left(\frac{B}{A}\right)$$

$$L_w = K_w \cdot \chi_w = K_w \cdot \left[\chi_s \cdot \left(\frac{B}{A}\right)\right]$$

Resolvendo para K_w :

$$K_w = \frac{L_w}{\chi_s} \cdot \left(\frac{A}{B}\right)$$

$$L_s = K_s \cdot \chi_s$$

Substituindo:

$$L_w \cdot \left(\frac{B}{A}\right) = K_s \cdot \chi_s$$

Resolvendo para L_w :

$$L_w = K_s \cdot \chi_s \cdot \left(\frac{A}{B}\right)$$

Substituindo, obtemos a relação final:

$$K_w = \frac{K_s \cdot \chi_s \cdot \left(\frac{A}{B}\right)}{\chi_s} \cdot \left(\frac{A}{B}\right) = K_s \cdot \left(\frac{A}{B}\right)^2 = K_s \cdot RA^2$$

Relação das frequências:

$$f_s \text{ (rpm)} = 30 \cdot \sqrt{\frac{K_s}{L_s}}$$

$$f_w \text{ (rpm)} = 30 \cdot \sqrt{\frac{K_w}{L_w}}$$

Como:

$$L_s \cdot A = L_w \cdot B$$

E

$$K_w = K_s \cdot RA^2$$

Então, substituindo:

$$f_w \text{ (rpm)} = f_s \cdot \sqrt{\frac{A}{B}} = f_s \cdot (RA)^{1/2}$$

6. Seleção de molas pneumáticas

Para a seleção de molas pneumáticas cuja aplicação será um atuador, a Firestone disponibiliza um diagrama (*Static data chart*) em que parâmetros como pressão interna, força aplicada e altura da mola (máxima e mínima) são considerados.

A distância de trabalho da mola é justamente a diferença entre essas alturas máxima e mínima. Uma vez que o intuito é trabalhar como um acoplador, a altura máxima deve ser superior à altura de trabalho, pois o reservatório a ser descarregado provavelmente irá elevar-se por consequência da redução de peso (ex: um caminhão sendo descarregado sofrerá gradativa elevação, devido à redução de massa e minimização da força da suspensão – a mola mecânica descomprime).

Os parâmetros exatos das molas a serem utilizadas neste projeto serão determinados mais a frente, quando propriedades mais relevantes estejam também determinadas.

Fluido de trabalho

Molas pneumáticas são projetadas para operar com ar como fluido de trabalho, porém podem também operar com nitrogênio. Caso haja necessidade de utilizar soluções líquidas (água ou água-glicol), tratamento antioxidante deve ser realizado nos elementos metálicos (capas superior e inferior) para se evitar a corrosão do material.

Dois motivos comuns para a utilização de líquidos em molas pneumáticas são:

- 1- Reduzir o volume interno de ar, aumentando, assim, a frequência natural da mola
- 2- Trabalhar com fluido incompressível para se obter controle acurado de posição
 - Não é recomendada a utilização com líquidos derivados de petróleo.

No caso do projeto, a finalidade do acoplador é ser utilizado como elemento adicional do sistema pneumático *Dynamic Air*, que trabalha com ar comprimido. Portanto, a análise de fluido de trabalho é desnecessária devido a questões contextuais.

Pressão de operação

As pressões internas máximas são estabelecidas como:

- 7 bar (~ 7 atm) para 4 subcamadas
- 12 bar (~ 12 atm) para confecção com 6 ou mais camadas

A recomendação Firestone é que se utilize um fator de segurança de pelo menos três vezes a pressão máxima de operação (isso prevê picos de pressão ocasionados acidentalmente). Ou seja, caso a pressão de utilização seja de 2,3 bar (~ 2,3 atm), considera-se um pico de 7 bar (~ 7 atm).

A pressão de pico é inversamente proporcional à altura da mola, fato que intensifica a necessidade de mapeamento de todas as características de operação antes de selecionar a mola adequada para o projeto.

Temperatura

Composição padrão: a operação das molas pneumáticas deve ser realizada entre -37°C e 57°C.

Borracha natural: Alguns modelos disponíveis utilizam borracha natural, sendo assim garantem aplicabilidade em uma região maior de temperaturas: -54°C até 57°C.

Epiclorhidrina: composto resistente a altas temperaturas e a petróleo: -17°C até 127°C.

Neoprene: resistente a altas temperaturas e também aos danos causados por petróleo, é geralmente utilizado como camada interna (ou externa) para evitar danos causados pela infiltração de petróleo na tubulação do sistema pneumático. Temperaturas de operação: -37°C até 74°C.

Força e distância de trabalho

Primeiramente, seleciona-se um pequeno número de possíveis molas pneumáticas a serem utilizadas, baseando-se na força e distância de trabalho. Para essa seleção, é necessário utilizar o “guia de seleção”, anexo a este relatório.

Para a distância de trabalho, como já mencionado, devemos estabelecer uma relação que permita flexibilidade de atuação. No projeto atual *Dynamic Air*, esta distância (diferença entre altura máxima e mínima) é da ordem de 500 mm.

Para o cálculo da força aplicada, deve-se analisar o diagrama estático individual de cada modelo.

Placa superior e entrada de ar

Em geral, utiliza-se o padrão Firestone como já indicado no tópico “componentes”. Casos específicos podem ser confeccionados. Para a atuação no *boot lift*, será necessário fixar as tampas em uma estrutura metálica – posteriormente no relatório comenta-se sobre esse fato.

Operação “down/up”

Para otimização de vida útil da mola, ao desativar o sistema deve-se evitar que a mola fique completamente comprimida ou estendida (alturas mínima e máxima, respectivamente).

A utilização de correntes, cabos ou outro dispositivo mecânico de “stop” é suficiente para solucionar o problema e prolongar a vida útil da mola.

Retorno

Em geral, o movimento de compressão da mola é realizado pela própria gravidade, que vence a pressão reduzida no interior da mola. No caso específico do *boot lift*, além da gravidade existirá o peso da estrutura do acoplador, ambos reduzindo (de forma lenta) a mola ao seu estado comprimido.

Direção

A mola pneumática seguirá uma trajetória de menor resistência enquanto estiver realizando trabalho. Sendo assim, seu curso deve ser orientado por alguma estrutura externa. No caso do *boot lift*, isso é obtido graças à estrutura articulada, que permite movimentação na vertical praticamente uniforme (caso as molas sejam uniformemente pressurizadas).

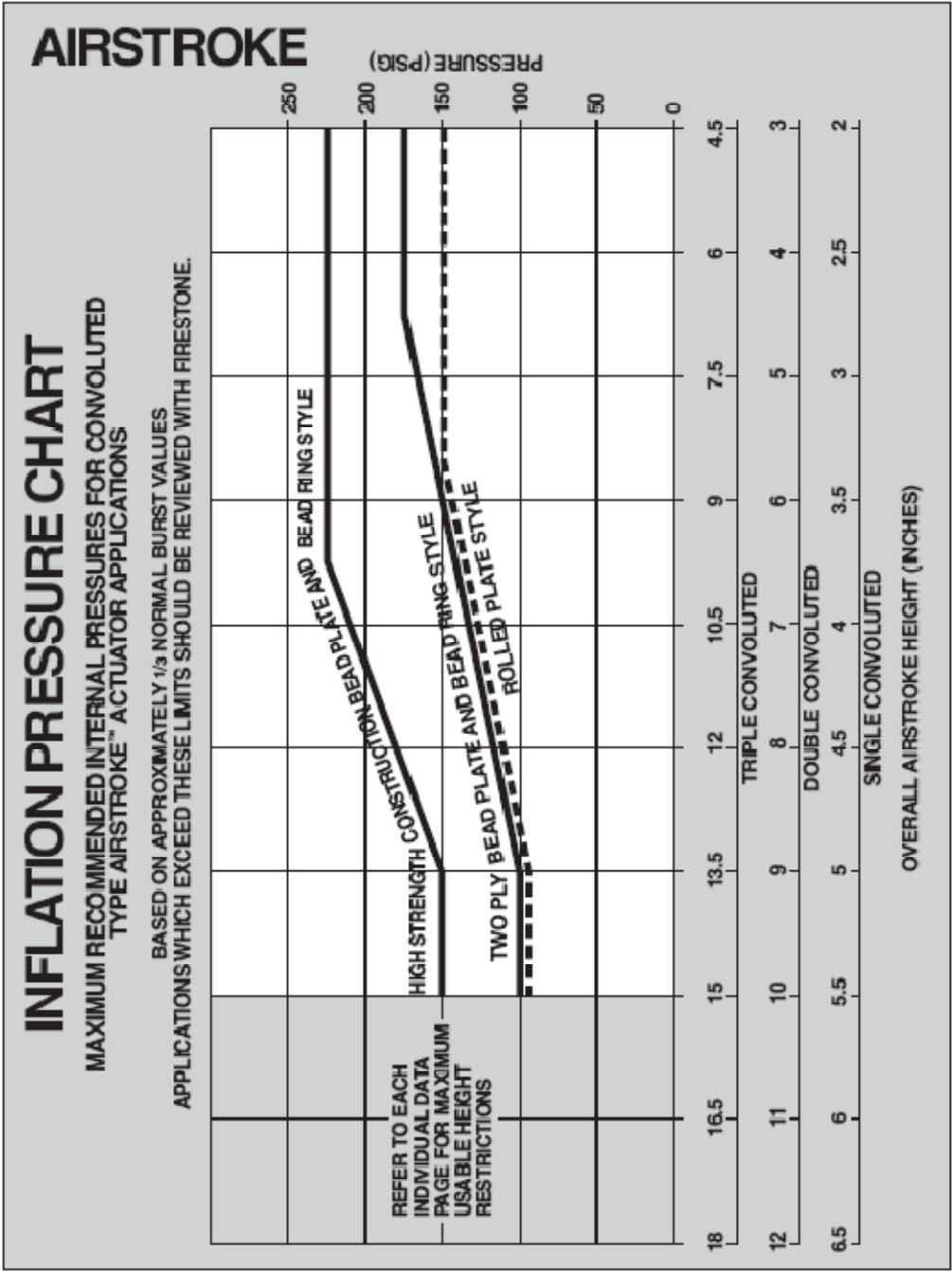


Figura 23 - Pressão de compressão

7. Desgaste

As molas pneumáticas, quando utilizadas corretamente, apresentam vida útil elevada (vários anos). A má instalação das mesmas ou a utilização em condições adversas e não recomendadas (altas temperaturas, pressões muito elevadas) reduzem drasticamente a vida útil.

Neste capítulo, algumas formas comuns de desgaste devido ao uso incorreto das molas são apresentadas.

Desprendimento do anel metálico

Aparência: membro flexível distorcido e anel metálico frouxo

Possível causa: utilização em posições estendidas, porém com baixa pressão interna

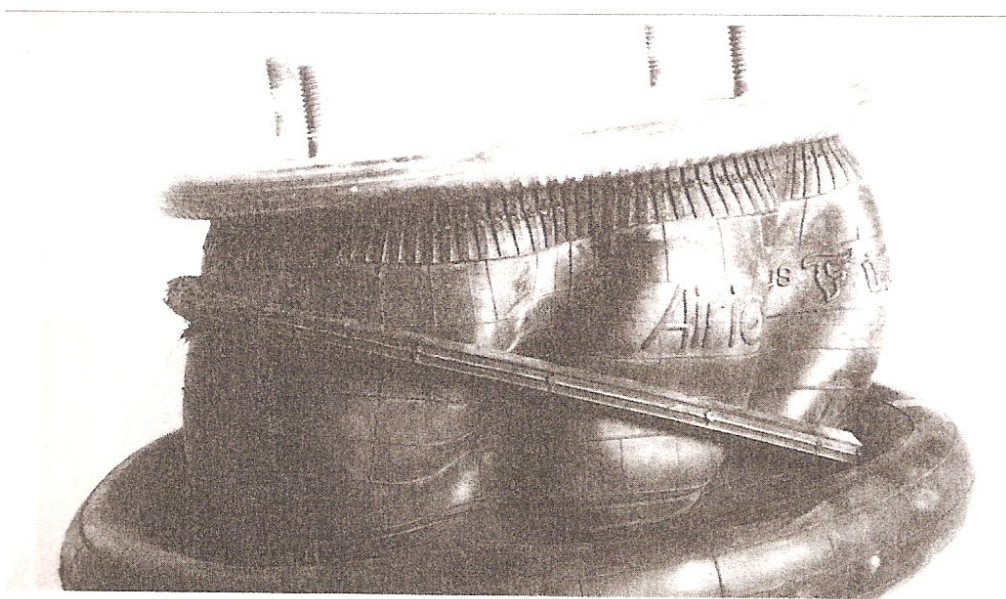


Figura 24 - Desprendimento do anel

Deformação da tampa

Aparência:

- Tampa superior assume forma côncava

- Anel elástico intermediário frouxo
- Furo na tampa superior ou na junção metálica
- Vazamento em torno dos parafusos

Possíveis causas:

- Amortecedor de choque quebrado ou com defeito
- Defeito na válvula reguladora de nível
- Carga superior à admitida
- Regulador de pressão assumido muito baixo
- Mola errada para a aplicação (muito alta)

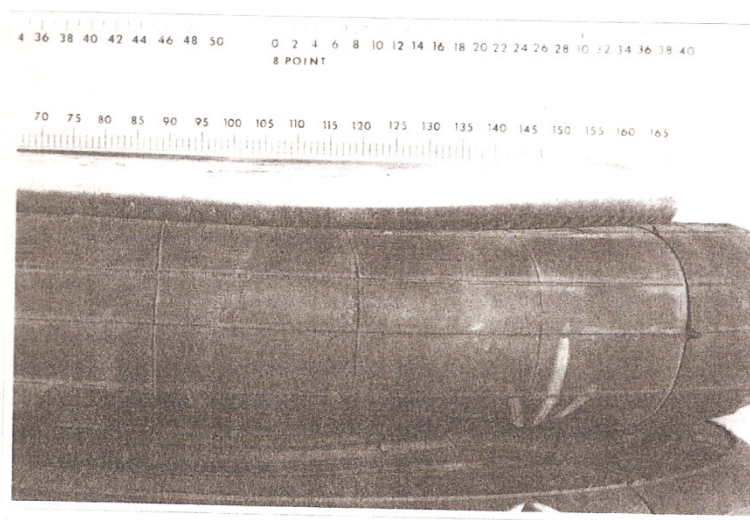


Figura 25 – Deformação da tampa

Abrasão

Aparência:

- Furo na parede lateral da mola
- Furo no membro flexível que envolve o pistão (para o caso de molas pneumáticas com manga reversível)

Possíveis causas:

- Não há pressão interna (membros entram em desgaste abrasivo)
- Materiais externos danificaram a mola (areia, pedras)

- Mola pneumática não indicada para o tipo de aplicação
- Interferência estrutural (desalinhamento, choques...)



Figura 26 – Abrasão

Cortes circunferenciais

Aparência:

- Membro flexível com cortes circulares na junção com a tampa superior ou na junção com o pistão (manga reversível)

Possíveis causas:

- Alta pressão com a mola estendida totalmente por longos períodos de tempo
- Impactos quando em posição comprimida

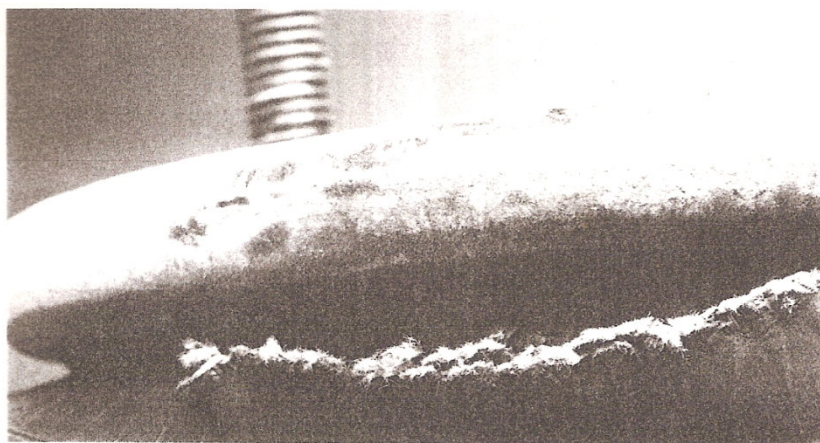


Figura 27 - Cortes circunferenciais

Super-extensão

Aparência:

- Tampa superior convexa, especialmente ao redor das porcas-cegas ou parafusos
- Membro flexível separado da tampa superior
- Vazamento na parte superior
- Afrouxamento do anel elástico

Possíveis causas:

- Amortecedor quebrado ou defeituoso
- Válvula niveladora com defeito
- Posição de equilíbrio muito alta (mola muito estendida)
- Fim de curso superior defeituoso
- Mola muito curta para a aplicação

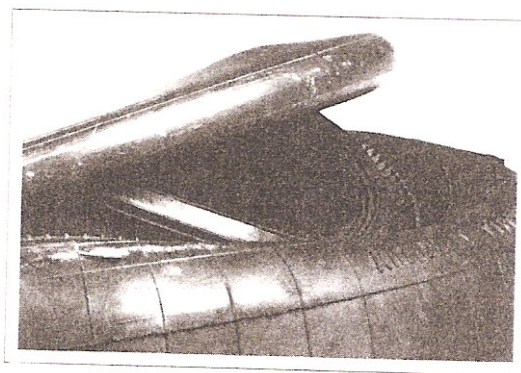


Figura 28 - Super-extensão: deformação da tampa superior

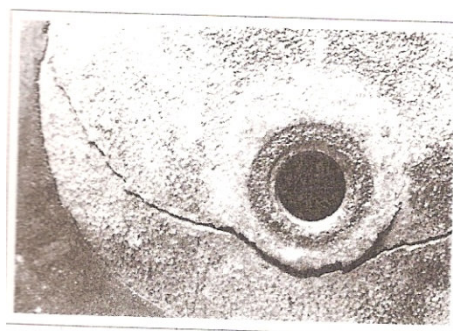


Figura 29 - Super-extensão: ruptura ao redor da porca-cega

8. Acoplador pneumático

Nesta fase inicial de projeto, dediquei-me a entender o caso específico de projeto da *Dynamic Air*, analisando os desenhos, processos e materiais utilizados atualmente para construção do *boot lift*.

O intuito é, a partir do sistema atual, desenvolver um acoplador otimizado, em que as principais deficiências sejam resolvidas e o custo, tanto na operação como de fabricação, seja minimizado.

8.1 Necessidade de mercado

A concepção básica de acopladores (não necessariamente pneumáticos) foi estruturada como uma solução para descarregar vagões de trens e caminhões graneleiros (que carregam negro de fumo, cal, e outros materiais a granel).

A transferência do material do caminhão para os silos da fábrica, em geral realizada mecanicamente, gera muita poeira (e conseqüentemente poluição atmosférica), além de desperdiçar material e utilizar mão de obra em operações não seguras (como rasgar *big bags* embaixo dos mesmos, abrir válvulas sob o caminhão entre outras).

Acopladores mecânicos já utilizam um sistema otimizado de descarga, porém necessitam de constante ajuste, uma vez que a carga no interior do caminhão varia, fazendo com que a posição de descarga também varie (aumente sua cota).

Sistemas hidráulicos são uma boa alternativa para o acoplamento, porém necessitam de uma série de fatores da fábrica para seu funcionamento (tubulação com o fluido, bombas, e atuadores hidráulicos). Quando comparados aos sistemas pneumáticos, os hidráulicos são, em geral, mais caros, além de possuir elevado desgaste (necessitando assim de maior manutenção) e ainda ocupam maior espaço. Isso sem mencionar a disponibilidade de linhas de ar comprimido na maioria das fábricas (fator positivo para implementação de um sistema pneumático).

8.2 Projeto *Dynamic Air*

Dynamic Air é uma empresa que fornece soluções inteligentes de transporte pneumático para seus clientes, passando pelas etapas de recebimento de material (descarga de *big bags*, saqueiras e caminhões), armazenamento (silos), transporte (sistemas pneumáticos em fase densa e diluída) até que o produto (sólidos a granel) seja entregue ao seu destino final.

Um projeto que me chamou a atenção na fábrica da *Dynamic Air* é chamado *Boot Lift*, um acoplador pneumático que se utiliza de molas pneumáticas para realizar o acoplamento em caminhões graneleiros. Os engenheiros responsáveis pelo projeto dissertaram sobre a necessidade de otimizar o processo de descarga, e assim o conceito foi projetado e o sistema posteriormente construído.

Vista do Boot Lift:

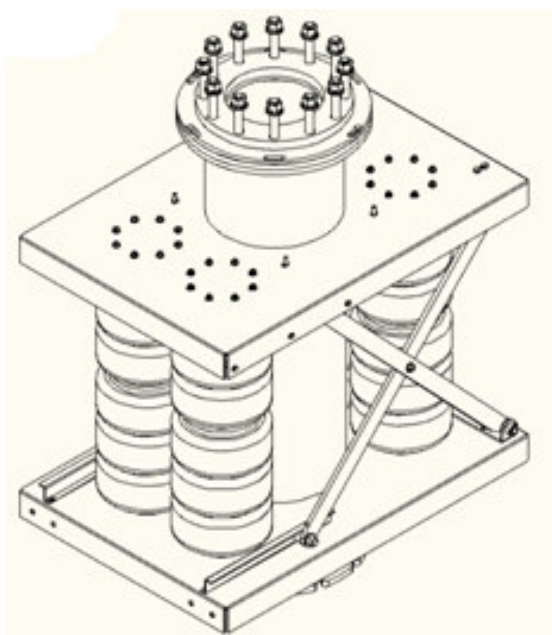


Figura 30 – Vista isométrica do Boot Lift Dynamic Air

A estrutura articulada serve como guia quando ocorre pressurização das molas. O bocal possui anel de borracha com boa resiliência para acoplar-se ao bocal do caminhão de forma a realizar total vedação.

Uma tubulação “sanfonada” de PVC é utilizada no centro do dispositivo para o escoamento do material (para esta seleção, considera-se abrasividade do material e outras propriedades).

As molas utilizadas são de três convolutas, e são unidas por uma conexão metálica.

O material básico de confecção é aço carbono.

8.3 Otimizações

Ao analisar o projeto e o sistema Dynamic Air, algumas mudanças para otimizar o sistema foram estabelecidas:

- As barras articuladas do conceito atual são frágeis e o sistema de rolamentos utilizado para movimento horizontal não suporta qualquer

carga perpendicular ao seu movimento → substituição do atual sistema por um mecanismo de sarrus (que utiliza um sistema de dobradiças e permite apenas o movimento vertical do acoplador)

- O conceito atual utiliza 4 pares de molas em paralelo, devido à necessidade de elevação uniforme do equipamento. Como na nova concepção temos apenas 1 grau de liberdade (vertical), é possível utilizar 2 pares de molas com a garantia de que o sistema será estável

Tais mudanças implicam em uma redução de custos de materiais (utiliza metade das molas em relação ao modelo existente) e adição de alguns processos de produção (pois o sistema articulado é mais complexo).

9. Projeto

Algumas vistas do sistema já montado (na posição de máxima extensão) são apresentadas abaixo:

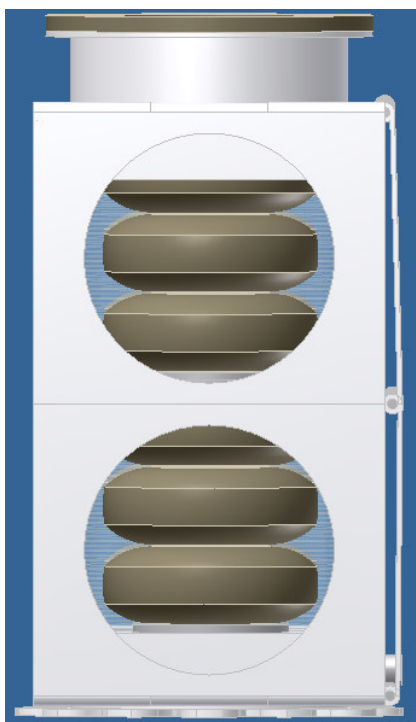


Figura 31 - Vista lateral

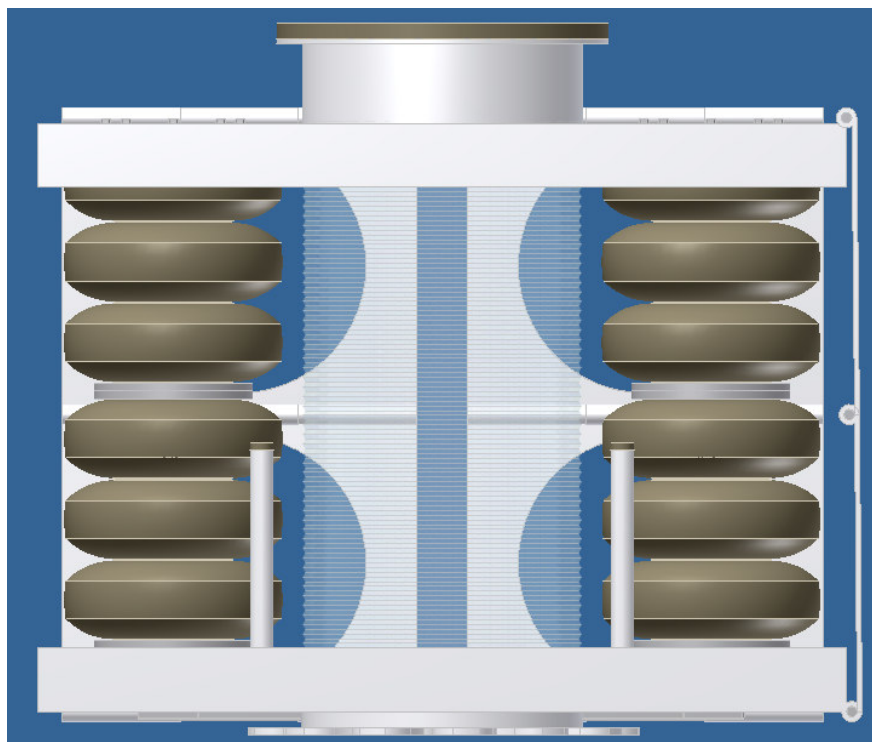


Figura 32 – Vista frontal

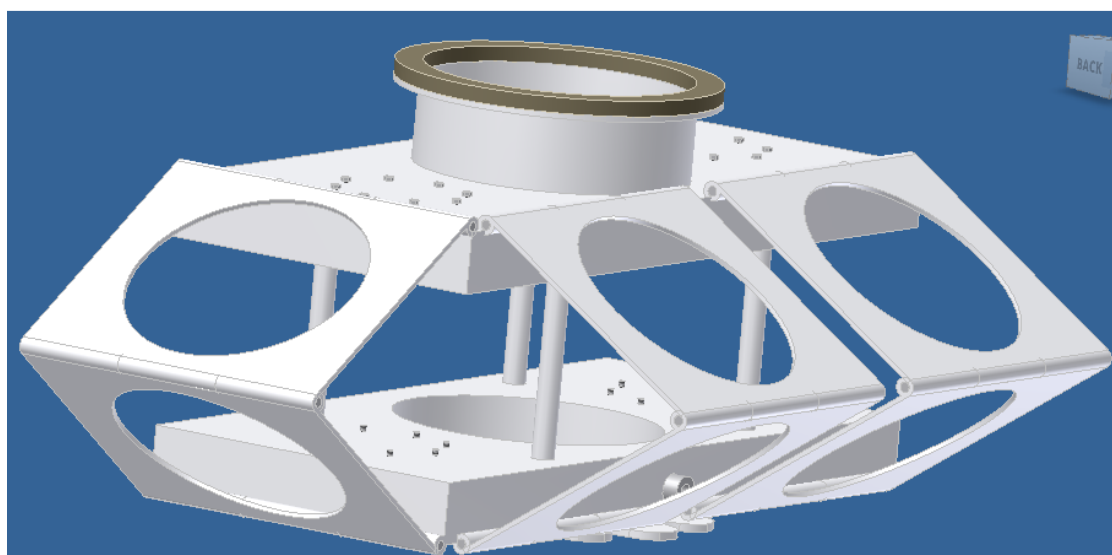


Figura 33 – Mecanismo de Sarrus (*Sarrus Linkage*)

9.1 Seleção do modelo de mola pneumática

A primeira consideração a ser feita na seleção de molas é que a mesma funcionará como um atuador, e não isolador. Os requisitos básicos para o projeto são relativamente poucos, sendo o curso máximo o mais importante dos parâmetros.

Como o acoplamento não ocorrerá sempre a uma mesma altura (distintos caminhões, variação da carga, etc) há de garantir que o acoplador possua uma região de atuação ampla. De acordo com conversas com profissionais envolvidos com estes sistemas, um curso de 500 mm é suficiente para acoplar a grande maioria dos caminhões, mesmo quando sua carga é praticamente nula (situação na qual o caminhão se encontra em posição mais distante do solo).

O modelo de convolutas foi o selecionado pois necessita-se de uma construção em série (para que seja obtido o curso total de 500mm), uma vez que o curso máximo de molas com manga reversível é de 350mm e a utilização em série da mesma não é recomendada devido à presença do pistão inferior.

Para satisfazer as necessidades do curso, irei utilizar em meu projeto 2 molas pneumáticas em série, do “modelo 3” da Firestone (3 convolutas). O curso máximo individual é 261 mm, o que nos dá um curso final da ordem de 522 mm (sem considerar o anel de acoplamento entre as duas molas).

A pressão interna a ser utilizada é da ordem de 1,0 bar ($\sim 1,0$ atm), então é necessário avaliar a massa a ser suportada pelas molas e a força exercida pelas mesmas, para que se determine a força de acoplamento.

Não há valores exatos para a força de acoplamento, mas ela deverá ser suficiente para garantir boa vedação no bocal. Em conversas com técnicos da fábrica, foi estimado que uma força da ordem de 50 kgf (aproximadamente 500N) seria suficiente para tanto.

De acordo com o catálogo do fabricante, a uma pressão interna de $5,6 \text{ kgf/cm}^2$, a mola número 313 (modelo 3) apresenta carga de 2.497 kgf ($\sim 24,5 \text{ kN}$) em curso máximo. Isso nos dá uma área efetiva de 403 cm^2 ($0,0403 \text{ m}^2$).

Considerando uma pressão de 1 bar (~ 1 atm) e área efetiva de $0,04 \text{ m}^2$, a força exercida por uma mola (ou a série de 2 molas) será da ordem de 4 kN (força total exercida pelas molas é o dobro, equivalente a 8 kN).

9.2 O sistema

Nesta seção, algumas vistas do projeto atual ilustram o projeto do acoplador.

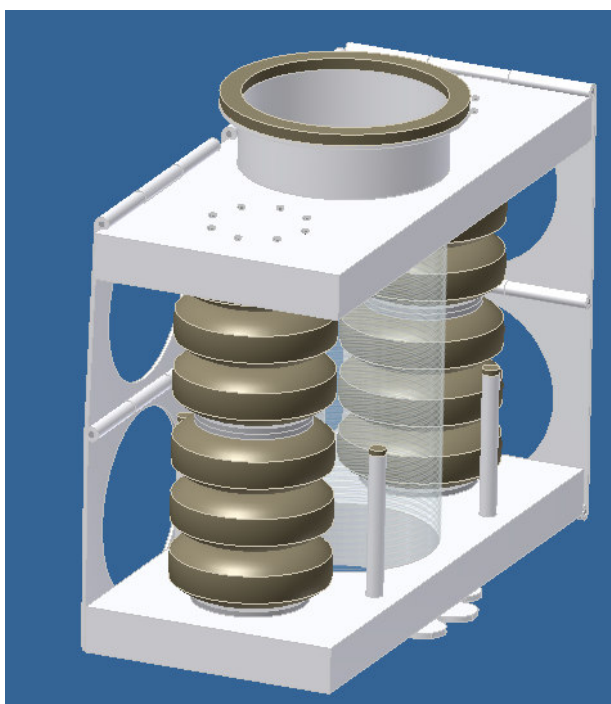


Figura 34 - Vista Isométrica do Acoplador

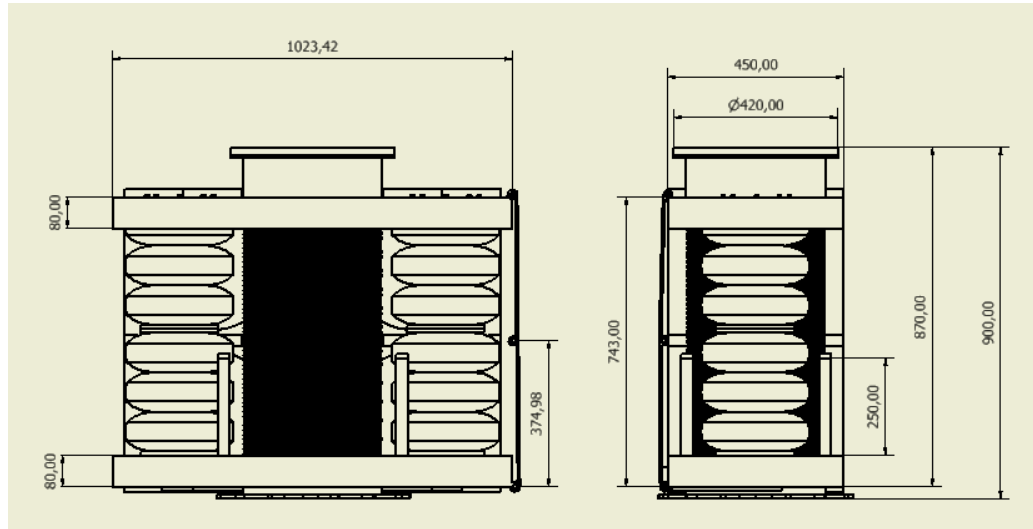


Figura 35 - Vista frontal e vista lateral

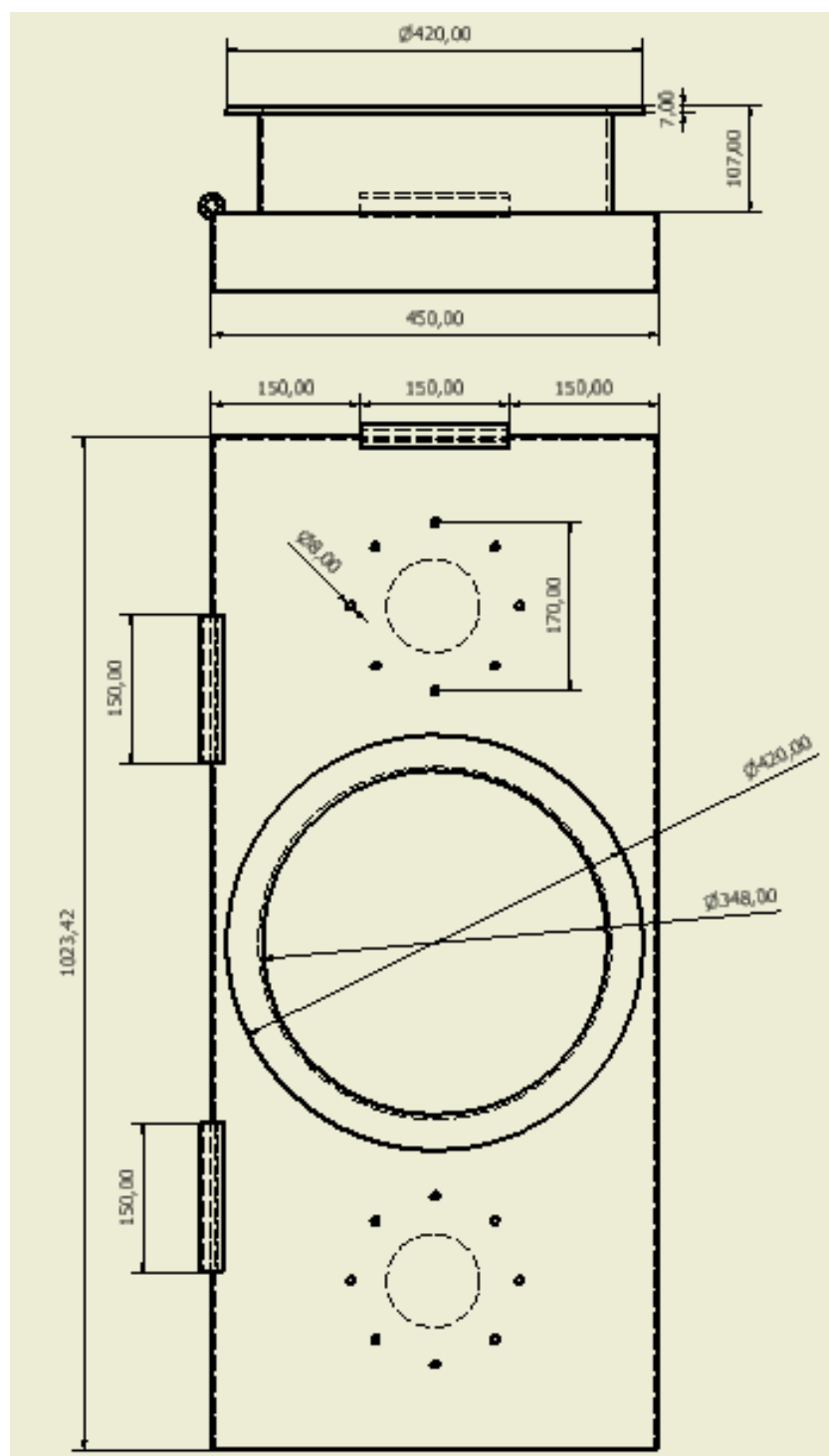


Figura 36 - Tampa superior do Acoplador

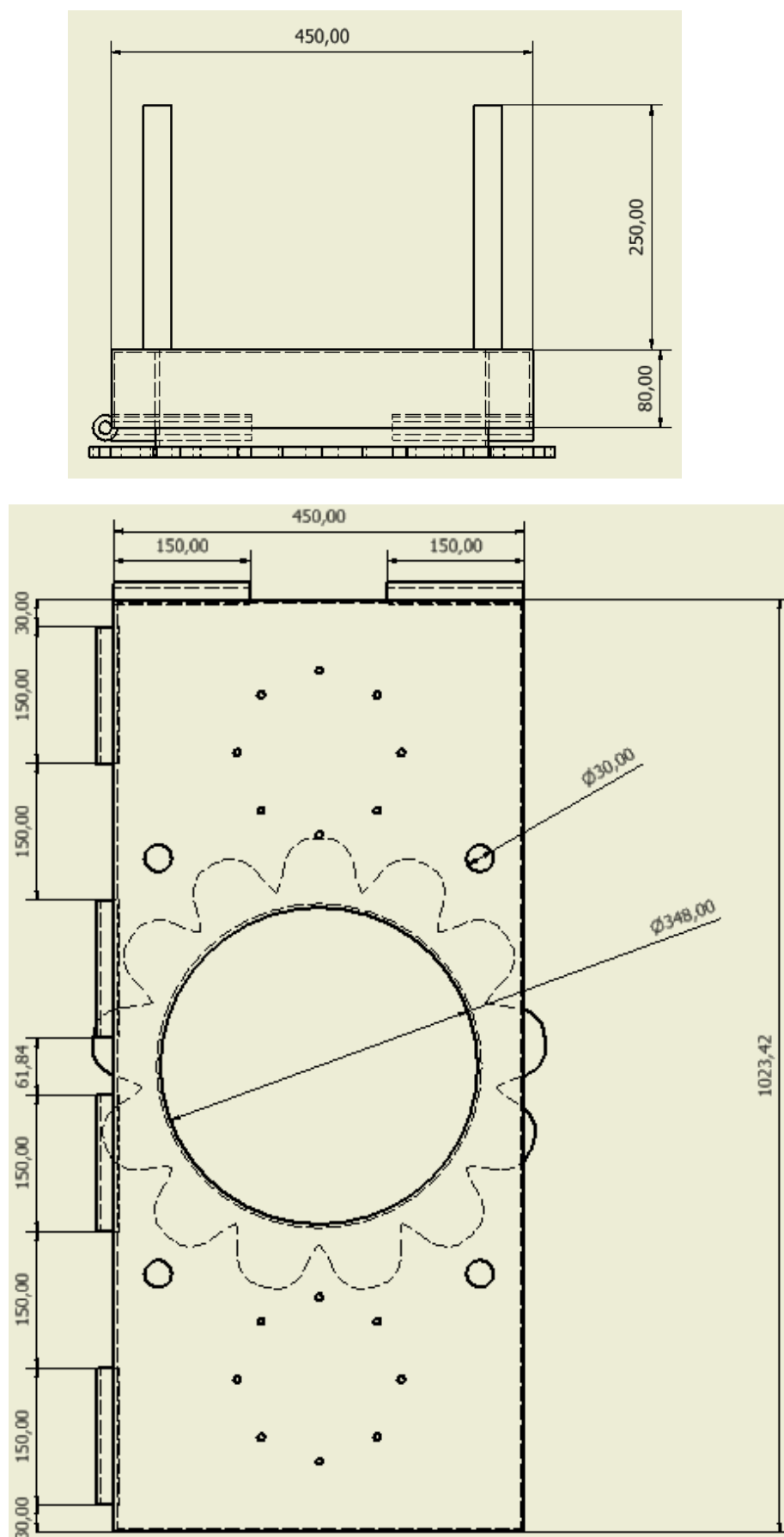


Figura 37 - Vista inferior do acoplador

9.3 Peso da estrutura

O peso do acoplador foi calculado aproximadamente a partir de seus principais elementos:

Bocal do acoplador

- Diâmetro interno: 348 mm
- Diâmetro externo: 420 mm
- Espessura (e): 7 mm
- Área: $A = \pi \cdot \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4} = 0,043 \text{ m}^2$
- Volume: $V = A \cdot e = 2,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
- Massa: $m = V \cdot \rho_{aço} = 3,0 \text{ kg}$

Garganta do acoplador

- Diâmetro interno: 348 mm
- Diâmetro externo: 356 mm
- Espessura (e): 4,0 mm
- Área: $A = \pi \cdot \frac{(d_e^2 - d_i^2)}{4} = 0,0044 \text{ m}^2$
- Altura (h): 100 mm
- Volume: $V = A \cdot h = 4,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
- Massa: $m = V \cdot \rho_{aço} = 3,48 \text{ kg}$

Tampa superior

- Comprimento (c): 1023 mm
- Largura (l): 450 mm
- Espessura (e): 3,4 mm
- Área: $A = c \cdot l = 0,46 \text{ m}^2$
- Volume: $V = A \cdot e = 1,58 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$
- Massa: $m = V \cdot \rho_{aço} = 12,4 \text{ kg}$

Abas laterais da tampa superior

- Comprimento A1 (c_1): 1023 mm
- Largura A1 (l_1): 80 mm
- Comprimento A2 (c_2): 450 mm
- Largura A2 (l_2): 80 mm
- Espessura (e): 3,4 mm
- Área total: $A_T = 2 \cdot c_1 \cdot l_1 + 2 \cdot c_2 \cdot l_2 = 0,24 \text{ m}^2$
- Volume total: $V_T = A_T \cdot e = 8,1 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
- Massa: $m = V \cdot \rho_{aço} = 6,3 \text{ kg}$

Chapas do mecanismo de Sarrus

- Comprimento: 375 mm
- Largura: 450 mm
- Espessura (e): 6 mm
- Área total: $A_T = 0,17 \text{ m}^2$
- Área vazada: $A_V = \pi r^2 = 0,08 \text{ m}^2$
- Área “útil”: $A_u = A_T - A_V = 0,09 \text{ m}^2$
- Volume útil total: $V_T = A_u \cdot e = 5,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$
- Massa individual chapa: $m = V \cdot \rho_{aço} = 4,1 \text{ kg}$
- Massa do pino: 0,47 kg
- Massa total mecanismo de Sarrus: 27,7 kg

A massa total a ser suportada pela mola será igual à soma das massas acima calculadas vezes a aceleração da gravidade. Portanto:

Massa total: 52,3 kg (só inclui massas que as molas terão de levantar)

$$\mathbf{F = m_t \cdot g = 512 \text{ N}}$$

Adicionando-se 10% como segurança, teremos uma força de 563 N (os 10% são para parafusos, eventuais fabricações fora de especificação e pinos). Ainda assim, é uma força muito inferior à força exercida pelas molas, de 8 kN para 1 bar).

Os itens referentes à parte inferior do acoplador são sustentados pelo solo (ou estrutura adaptada). A massa é aproximadamente igual à da tampa superior mais bocal e garganta (o sistema é praticamente simétrico).

9.4 Mecanismo de Sarrus

O mecanismo utilizado para garantir a correta elevação do sistema, como mencionado anteriormente, chama-se dispositivo de Sarrus. Ele garante apenas um grau de liberdade à estrutura, permitindo assim a utilização de dois pares de molas com segurança de que não haverá colapso do sistema.

O mecanismo foi inventado em 1853 por Pierre Frédéric Sarrus (matemático Francês, que lecionava na *University of Strasbourg*). O mecanismo é um dispositivo mecânico capaz de converter um movimento circular limitado em um movimento linear, sem a utilização de guias.

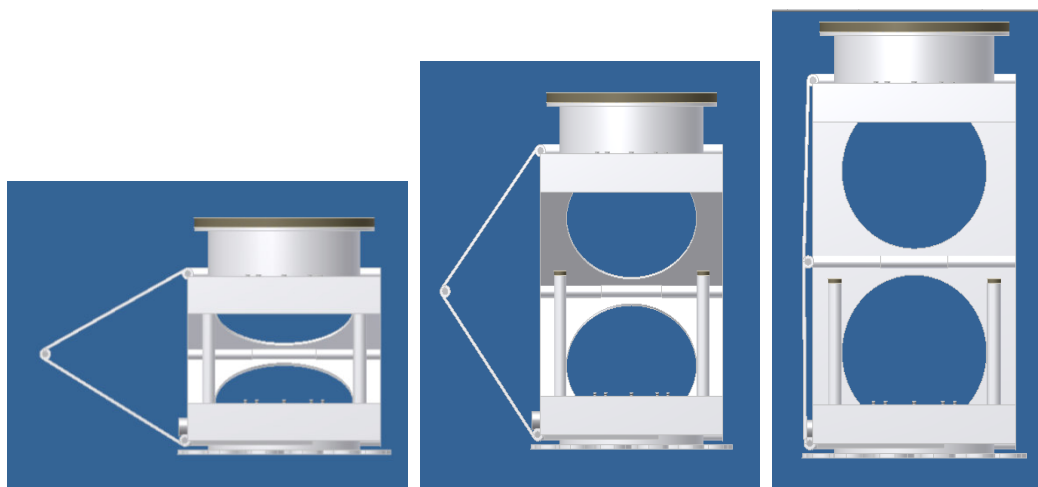


Figura 38 – Três posições do sistema

Na posição estendida, a altura é de 860 mm (base até bocal acoplador). A posição base (molas despressurizadas) tem altura de 490 mm (as barras servem de fim de curso, para evitar que as molas sejam pressionadas pelo peso da estrutura).

O curso útil do acoplador é de 370 mm. Para descarregar caminhões, o dispositivo deverá ser inserido em cavidade pré-existente no local de descarga. A especificação da cavidade varia de fábrica a fábrica, e de aplicação a aplicação.

10. Máquinas para fabricação

As máquinas utilizadas para a fabricação do protótipo serão descritas nesse capítulo, e são basicamente:

- Prensa dobradeira hidráulica ascendente Amada
- Furadeira fresa kone KFF
- Máquina de corte Hyperjet (Flow)

10.1 Prensa dobradeira

A dobradeira utilizada na fábrica da *Dynamic Air* é a Amada modelo HFT/HFE 220.3, que possui comprimento máximo de dobra de 3.220 mm. Algumas características da máquina e também sua foto são encontradas abaixo:

Tabela 1 - Características da Dobradeira Hidráulica Amada

PRENSA DOBRADEIRA HIDRÁULICA DESCENDENTE SYNCHRO - LINHA HFT/HFE									
MODELO	COMP.MAX. DOBRA (mm)	DIST.ENTRE LATERAIS (mm)	CURSO (mm)	ABERTURA S/INTERM. (mm)	CAVA NAS LATERAIS (mm)	LARGURA MESA (mm)	VELOC. AxTxR (mm/s)	PESO (Kg)	CAPACIDADE Ton.
HFT/HFE 50.12	1250	990	200	470	420	60	100x10x100	3500	50
HFT/HFE 50.20	2090	1665	200	470	420	60	100x10x100	4600	50
HFT/HFE 80.25	2570	2125	200	470	420	60	100x10x100	5600	80
HFT/HFE 100.3	3110	2705	200	470	420	60	100x10x100	6600	100
HFT/HFE 130.3	3140	2700	200	470	420	90	100x10x100	8150	130
HFT/HFE 130.4	4200	3760	200	470	420	180	100x10x100	11300	130
HFT/HFE 170.3	3170	2700	200	470	420	180	100x10x100	11600	170
HFT/HFE 170.4	4230	3760	200	470	420	180	100x10x100	13900	170
HFT/HFE 220.3	3220	2700	200	470	420	180	100x10x100	13750	220
HFT/HFE 220.4	4280	3760	200	470	420	180	100x10x100	17100	220



Figura 39 - Dobradeira hidráulica Amada

10.2 Fresadora Kone

Esta máquina possui coluna, mesa e guias retificadas e dotadas de avanço manual lento no eixo-árvore e sistema de refrigeração. A normalização das peças fundidas é realizada através do sistema de alívio de tensão.

O modelo é o KFF-50, que possui também um dispositivo regulável que desengata automaticamente quando há sobrecarga no eixo. Seus eixos e engrenagens são confeccionados em aço Cr-Ni e submetidos a tratamentos térmicos para garantir confiabilidade.

Algumas de suas características operacionais são descritas abaixo:

Tabela 2 - Características Técnicas da Furadeira

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS		
Capacidade máxima de furar aço	mm	50
Capacidade máxima de furar em fofa	mm	55
Capacidade máxima de fresar em aço	mm	80
Capacidade máxima de fresar em fofa	mm	90
Curso vertical do eixo-árvore	mm	160
Cone morse	CM	4
Diâmetro da bucha do eixo-árvore	mm	80
Gama de velocidades	---	16(****)
Distância do eixo-árvore à coluna	mm	395
Largura da coluna	mm	250
Diâmetro da coluna	mm	---
Distância máxima do eixo-árvore à mesa	mm	580
Inclinação do cabeçote (direito e esquerdo)	°	45
Curso vertical do cabeçote	mm	385
Avanços automáticos do eixo-árvore	mm	3(+++)
Giro da coluna (direito e esquerdo)	°	90
Curso transversal da mesa	mm	360
Curso longitudinal da mesa	mm	580
Dimensões da mesa	mm	300 x 1200
Potência do motor	CV	2,0/3,0
Potência do motor da mesa	---	0,5 CV
Potência da bomba de refrigeração	CV	0,12
Área ocupada pela máquina	mm	1440 x 2430
Altura	mm	2580
Largura	mm	1450
Comprimento	mm	1600
Peso líquido	kg	1200
Peso bruto	kg	1500



Figura 40 - Furadeira Kone KFF-50

10.3 Máquina de corte *Hyperjet Flow*

A máquina de corte Hyperjet possui um conceito inovador: utiliza água em pressões ultraelevadas (acima de 2.000 atm) para realizar o corte. O modelo utilizado no projeto possui pressão de operação de até 6.000 bar (~ 6.000 atm) e utiliza um jato de água com partícula abrasiva de areia dura (*hard sand* – um composto de silicato) para realizar o corte de materiais resistentes. O jato de água atinge velocidades superiores à Mach 3.

A máquina possui um intuitivo *software* para desenho, possibilitando tanto importar arquivos externos de projetos como desenhar o corte desejado diretamente no programa.



Figura 41 - Máquina de Corte *Hyperjet Flow*



Figura 42 - Detalhes do cabeçote da Hyperjet

11. Protótipo

Nesta seção, são apresentados o projeto e os desenhos de fabricação do modelo didático construído. O objetivo do sistema é ilustrar o funcionamento do Mecanismo de Sarrus aplicado a um dispositivo com elevação a partir de uma mola pneumática de 3 convolutas.

Uma vista isométrica do modelo é apresentada abaixo:

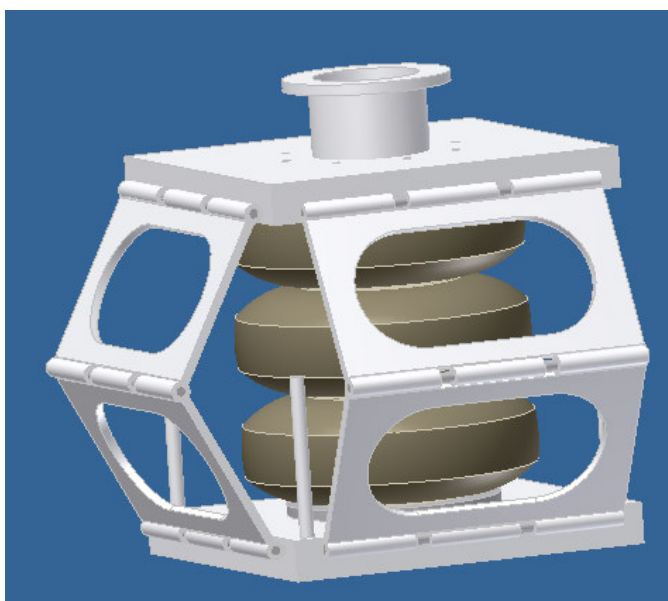


Figura 43 - Vista do modelo construído

11.1 Características do modelo

- Construído em chapa de Aço-Carbono de espessura 3/16" (~ 4,76 mm)
- Chapas cortadas na máquina *Hyperjet Flow*
- Furos para acoplamento da mola de 9,5 mm de diâmetro
- Entrada/saída de ar: meia-luva com rosca 1/4 NPT
- 2 válvulas esfera para controle de vazão (entrada/saída de ar)
- 1 conexão em T
- 1 mola pneumática de 3 convolutas modelo 3 (Firestone)
- 16 parafusos M8x1,25 de 15 mm (fixação das molas)
- Tubulação de 3/8" (~ 9,5 mm)

- Solda utilizada: TIG HF (metal de adição: aço inoxidável)

11.2 Etapas de fabricação e montagem

- 1- Corte na máquina *Hyperjet Flow*: nesta etapa, o desenho de fabricação das chapas foi aberto no software da máquina *Hyperjet*, a qual realizou os cortes e furos necessários (levou 30 minutos para realizar o corte das chapas superior, inferior e as quatro chapas do mecanismo de Sarrus)
- 2- Conformação das chapas superior e inferior na dobradeira *Amada*
- 3- Corte dos tubos e pinos utilizados no mecanismo de Sarrus
- 4- Montagem do sistema, com posterior soldagem dos tubos da dobradiça nas respectivas chapas do mecanismo de Sarrus (o sistema é soldado em posição já montada para evitar desvios que podem prejudicar o funcionamento do conjunto)
- 5- Soldagem da meia-luva 1/4 NPT na chapa inferior
- 6- Soldagem dos fins-de-curso (tubos que suportam a estrutura quando a mola está despressurizada)
- 7- Soldagem do bocal com flange na tampa superior
- 8- Acabamento da peça (eliminação de rebarbas, pintura e secagem)
- 9- Montagem da mola pneumática e do sistema de válvulas de entrada e saída
- 10- Teste do conjunto: pressão de teste: 0,5 bar (~ 0,5 atm) gera uma força de aproximadamente 700 N

11.3 Desenhos de fabricação

Neste item, os desenhos utilizados para fabricação do protótipo são apresentados:

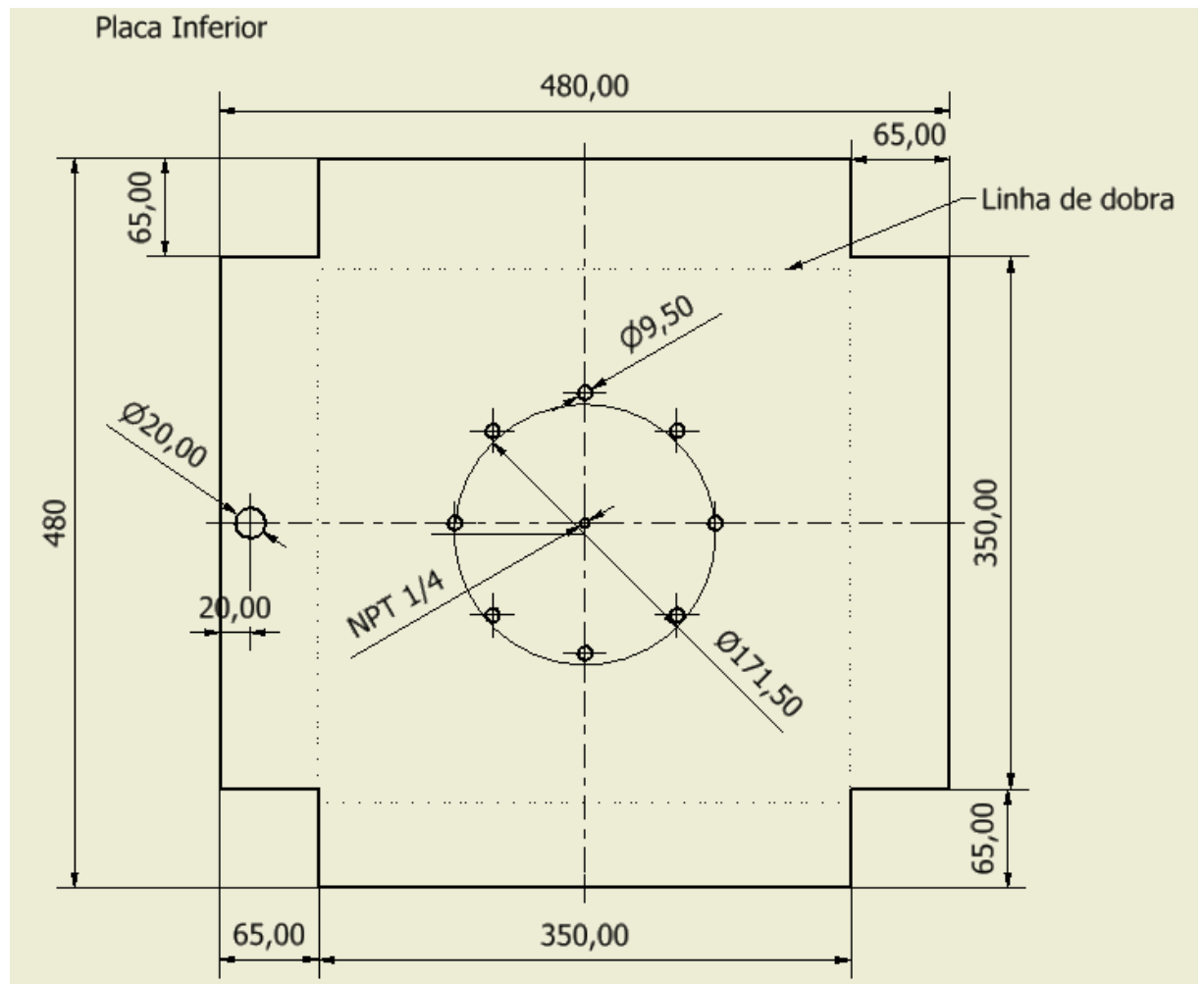


Figura 44 - Desenho de fabricação da placa inferior

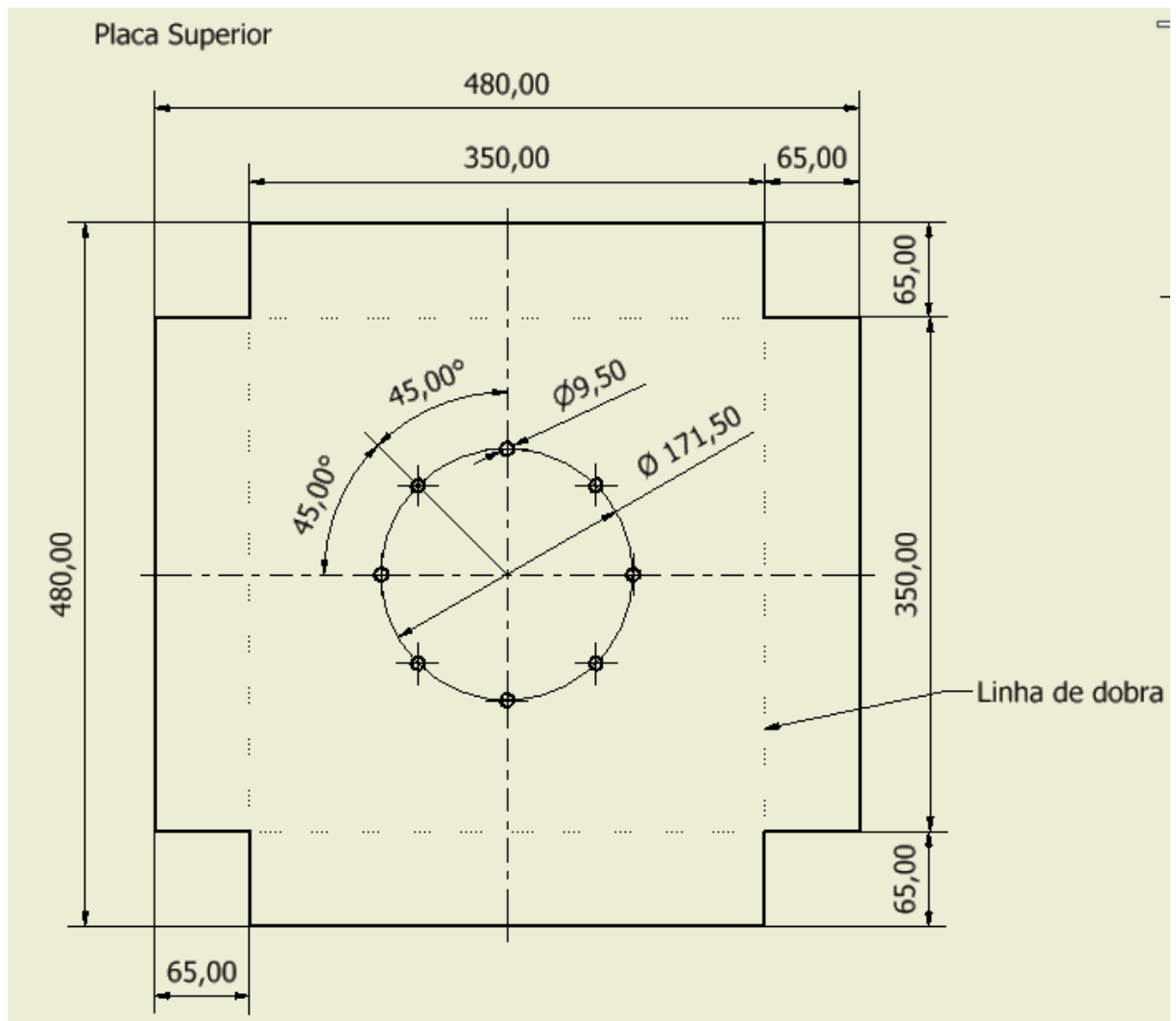


Figura 45 - Desenho de fabricação da placa superior

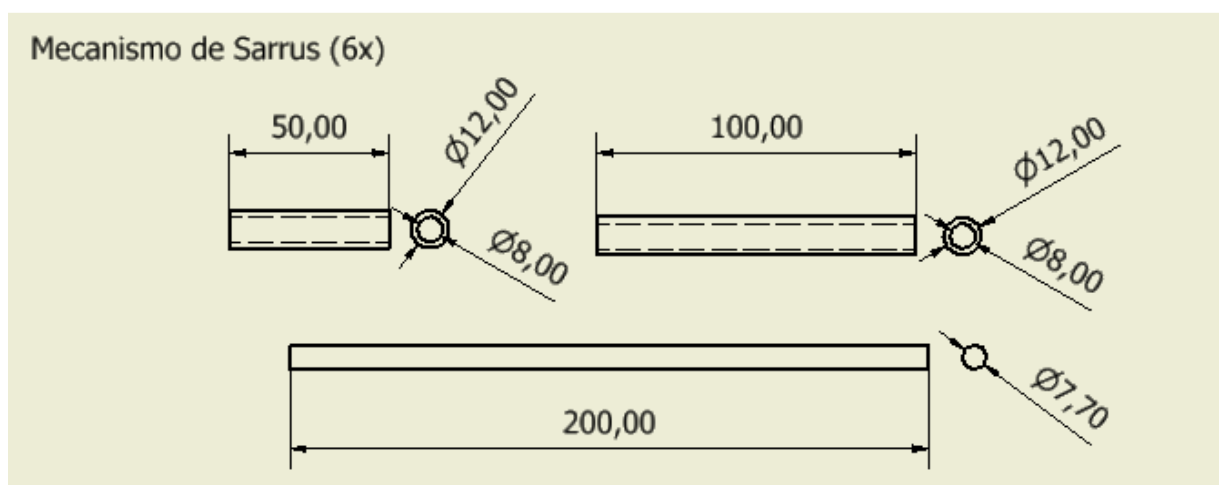


Figura 46 - Desenho dos tubos e pino do Mecanismo de Sarrus

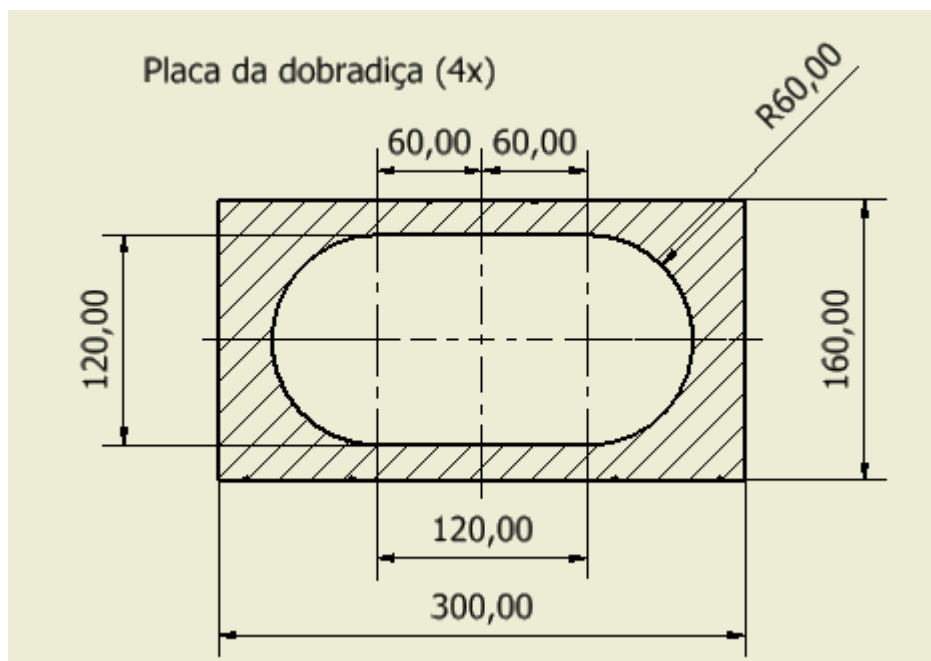


Figura 47 - Desenho da placa do Mecanismo de Sarrus

11.4 Sistema de válvulas utilizado

Há apenas um orifício no sistema, o que leva a um sistema único de entrada/saída de ar. Para teste, utilizou-se um manômetro regulador de pressão (com regulagem de 0,5 bar [$\sim 0,5\text{atm}$]) ligado à linha de ar comprimido e também a uma válvula de admissão. Esta estava conectada a um conector T, que estava ligado também à entrada do *Boot Lift* e à válvula de saída (escape).

Um diagrama do sistema é apresentado abaixo.

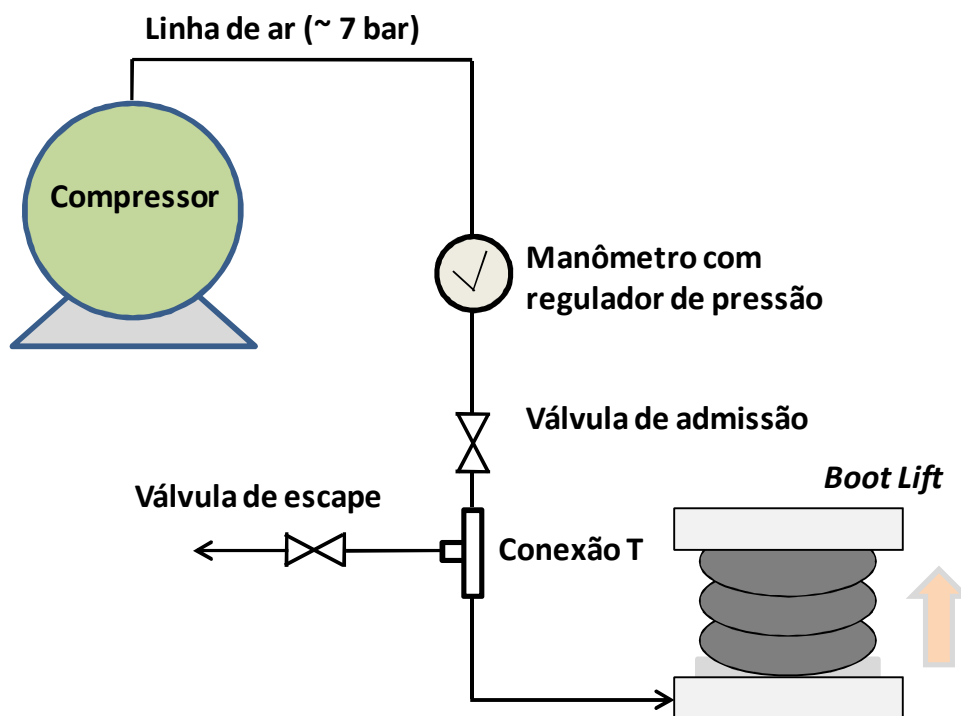


Figura 48 - Esquema de entrada/saída de ar

11.5 Teste, resultados e fotos do modelo

Os primeiros testes do sistema foram feitos utilizando-se a linha de ar comprimido disponível na fábrica da *Dynamic Air*. Uma pressão de 0,5 Bar (~0,5 atm) foi utilizada. O peso a ser levantado pela mola é próximo de 21 kg.

Como o objetivo da estrutura é realizar o acoplamento, o fim de curso superior terá de ser dado pelo bocal de descarga do caminhão – sendo assim, o Mecanismo de Sarrus não tem de suportar a força que uma pressão excessiva poderia ocasionar.

O sistema foi perfeito em suas simulações, realizando movimento de ascensão praticamente plano (ou seja, os desvios foram mínimos, pois a estrutura de Sarrus impediu qualquer rotação ou movimento não linear do sistema).

A partir dos testes realizados, percebe-se que, quando se chega perto do fim de curso do mecanismo, a estrutura interrompe seu movimento. Isso é devido às forças do próprio dispositivo de Sarrus e também a uma força elástica que a mola começa a exercer (que tem sentido contrário à movimentação da mesma).

Realizei testes também com uma pressão de 1 bar (~ 1 atm), e a estrutura conseguiu, facilmente e sem desvios, elevar uma pessoa de 80 kg (segundo cálculos utilizando a área efetiva da mola, a força máxima que pode ser exercida é da ordem de 1.400 N).

Em operações industriais, é comum a utilização destes equipamentos em linhas de ar comprimido com pressões de 6 bar (~ 6 atm). Considerando-se que os equipamentos em campo possuem 4 pares de molas e usa-se, em geral, 3 acopladores simultaneamente, a força que pode ser exercida é da ordem de 100 kN, ou seja, 10.000 kgf. Essa força é suficiente para elevar até mesmo alguns caminhões (alguns funcionários da empresa que utiliza esse sistema disseram que, realmente, alguns caminhões balançam após os 3 acopladores atingirem os bocais do caminhão). Esse não é o objetivo do acoplador, porém demonstra que uma estrutura compacta e simples poderia ser utilizada em diversas outras aplicações.

Para demonstrar o funcionamento do protótipo na Escola Politécnica, foi necessário obter um cilindro de ar comprimido com manômetro regulador de pressão de saída. O ar no interior do cilindro estava, inicialmente, a uma pressão de 150 psi (10,3 bar ou 10,3 atm) e volume de 5 litros. Em condições normais de temperatura e pressão, temos um volume de 50 litros ($0,05 \text{ m}^3$). Considerando-se que a mola tem um volume interno da ordem de 5 litros e opera com ar na pressão de 0,5 bar ($\sim 0,5$ atm), teremos aproximadamente 25 ciclos de teste antes de acabar o ar comprimido no interior do cilindro.



Figura 49 - Foto do protótipo



Figura 50 - Foto do protótipo com vista da mola

Um vídeo com demonstração do funcionamento do protótipo pode ser acessado no site: <http://www.youtube.com/watch?v=587wNgdG2n0>.

12. Conclusão

O modelo projetado funcionou corretamente já nos primeiros testes, sem necessidade de adaptação ou correção. Apesar de projetar um sistema que utiliza o Mecanismo de Sarrus, muitas outras possibilidades de dispositivos e mecanismos existem para este caso.

A principal vantagem do novo mecanismo é a estabilidade do sistema – que já havia sido contestada pelos projetistas e caldeireiros que participaram da fabricação do primeiro modelo de *Boot Lift*. Como desvantagem, tem o fato de que esta estrutura é um pouco maior do que o antigo modelo, uma vez que as chapas do mecanismo dobram-se para fora da estrutura. Porém, como houve redução da largura devido à utilização de apenas dois pares de molas (anteriormente, usava-se 4), o espaço ocupado pelo sistema não foi significativamente alterado.

Como consequência direta na aplicação de engenharia, pude participar de todo processo de projeto e fabricação de um sistema mecânico utilizando ar comprimido como fluido de trabalho. Entender os procedimentos e métodos envolvidos na fabricação foi muito interessante, pois esclareceu muitos conceitos teóricos adquiridos ao longo destes anos na Escola Politécnica.

AGRADECIMENTOS

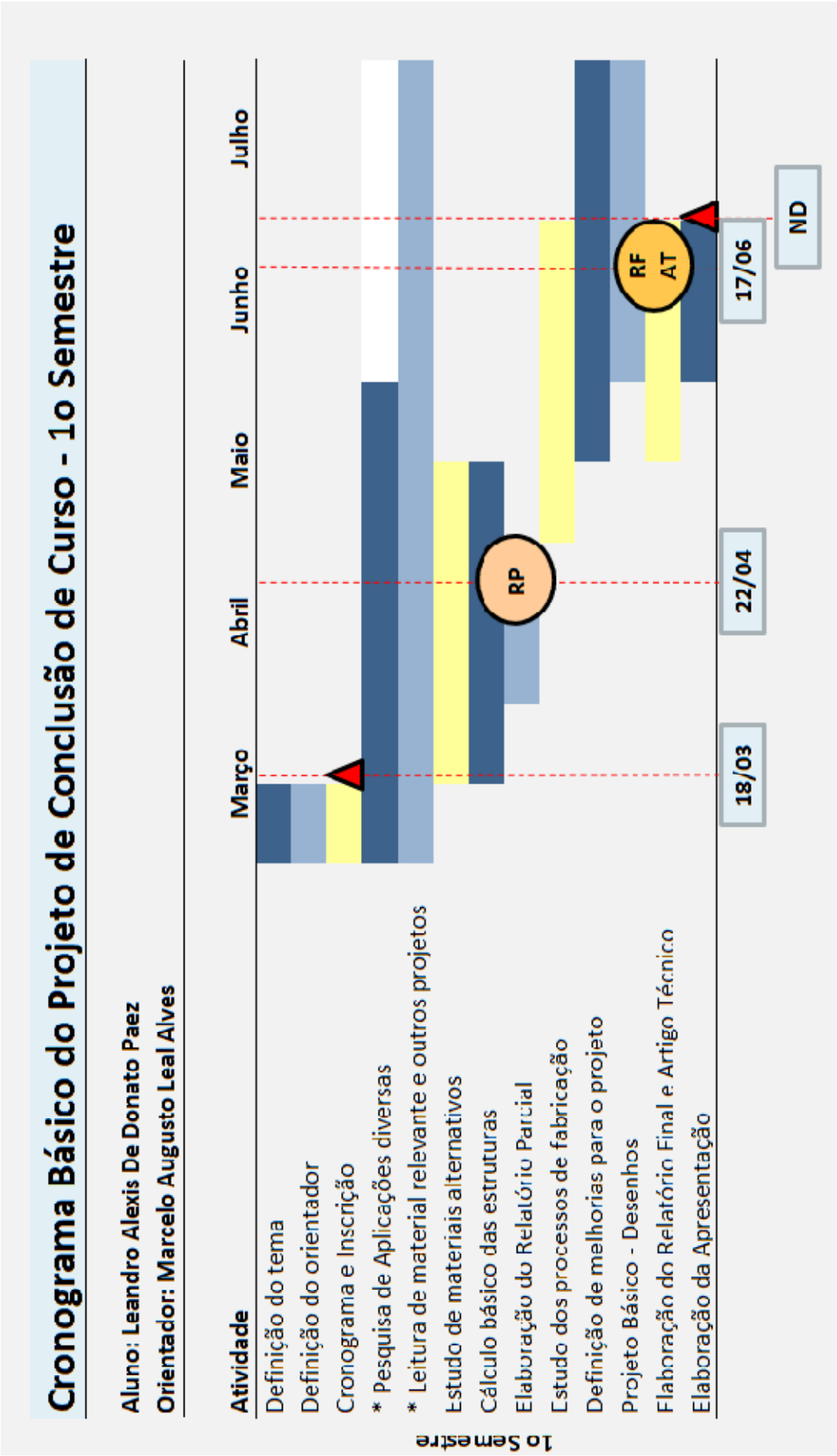
Agradeço em primeiro momento à minha família, sempre me apoiando em todos os sentidos.

Agradeço ao Jamil Naddaf, coordenador de Projetos Especiais na *Dynamic Air*, pelo suporte e atenção no desenvolvimento deste trabalho.

Agradeço aos colaboradores da *Dynamic Air*: Tiago, Erón, William, Régis, Vado, Bento, Jaílson, Melquiades e a todos que contribuíram direta ou indiretamente para o desenvolvimento deste trabalho.

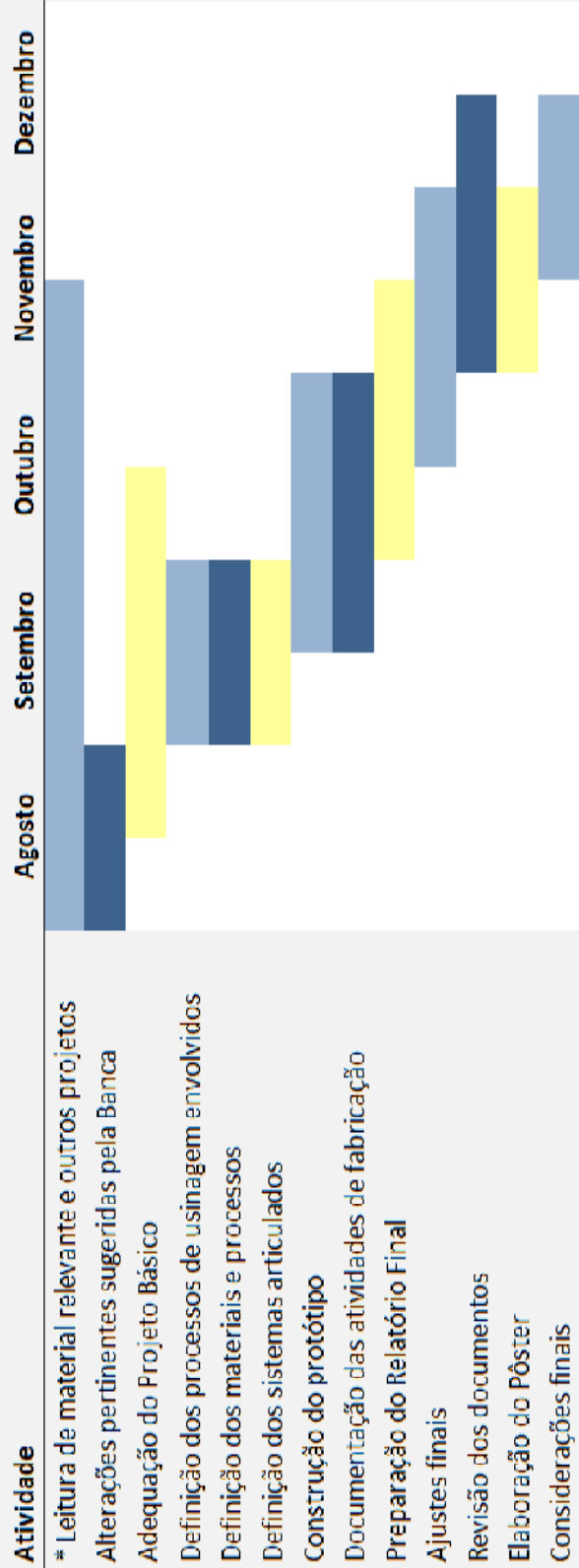
Agradeço à Firestone, em especial ao John Theberath, pelo auxílio no entendimento de molas pneumáticas.

13. Cronograma físico



Cronograma Básico do Projeto de Conclusão de Curso - 2o Semestre

Aluno: **Leandro Alexis De Donato Paez**
Orientador: **Marcelo Augusto Leal Alves**



2o Semestre

14. Bibliografia

*Firestone – Engineering **Manual & Design Guide – Airstroke Actuators and Airmount Isolators** – Unites States of America, 2007*

Firestone – Aplicações de molas pneumáticas em suspensões de veículos e isoladores / atuadores industriais: <http://www.bfbr.com.br/fipil/CatProdConteudo.htm> - Acessado em: 18/04/2009.

Dynamic Air – Catálogo de produtos pneumáticos e aplicações – Brasil, 2008.

Dynamic Air – www.dynamicair.com / www.dynamicair.com.br – acessados em 16/04/2009.

Shigley, Joseph E. – Projeto de Engenharia Mecânica – 7ª edição – Editora Bookman

*Firestone –**Airide Design Guide** – United States of America, 2007*

SAE - **SAE Information Report** – 1ª Edição – Estados Unidos, 1988

Thomas D. Gillespie – ***Fundamentals of Vehicle Dynamics*** – United States of America, 1992

Robert K. Vierck – ***Vibration Analysis*** – Second edition – United States of America, 1979

Flow International Corporation - <http://www.flowcorp.com> - acessado em 15/11/2009

Amada Global – www.amada.com – acessado em 15/11/2009

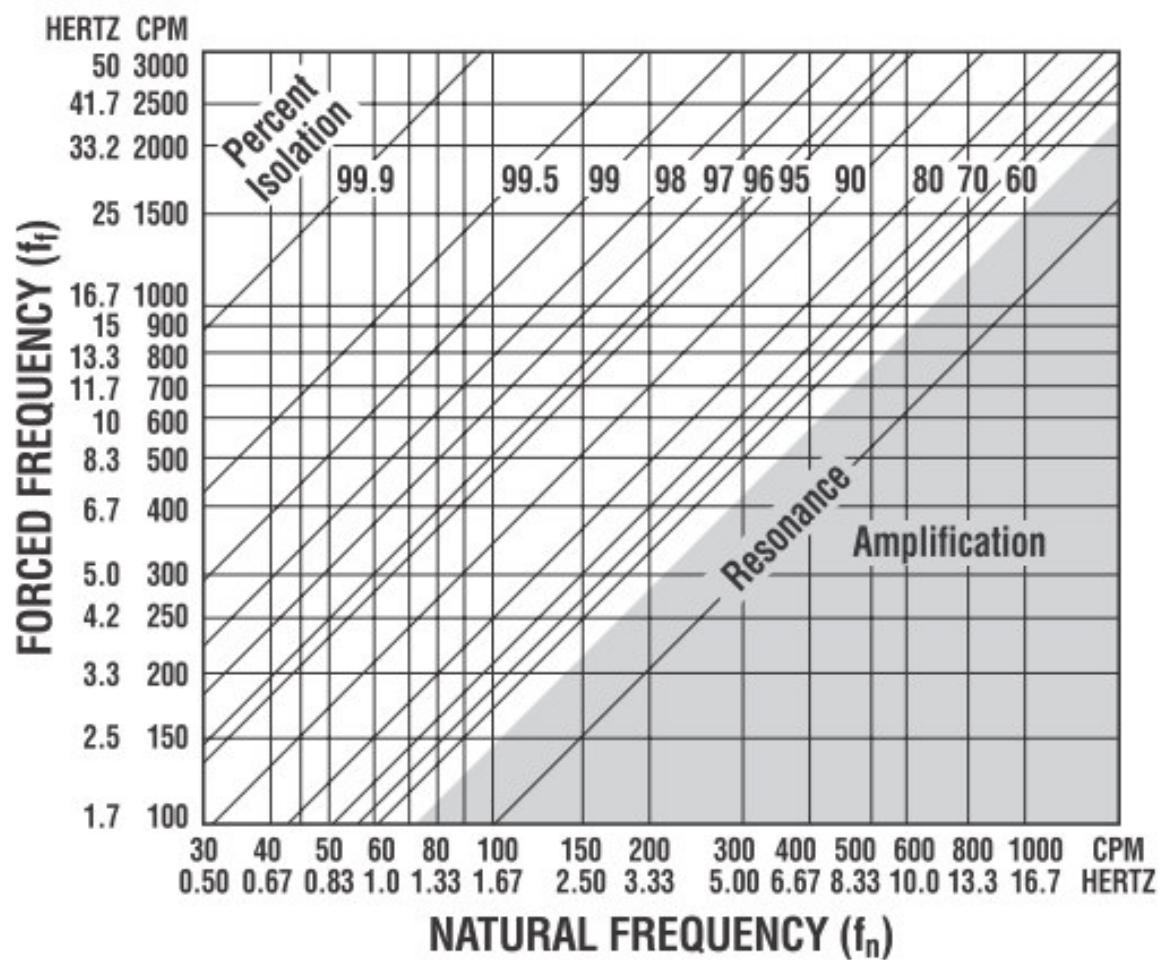
Kone Indústria de Máquinas – www.kone.com.br – acessado em 15/11/2009

15. Anexos

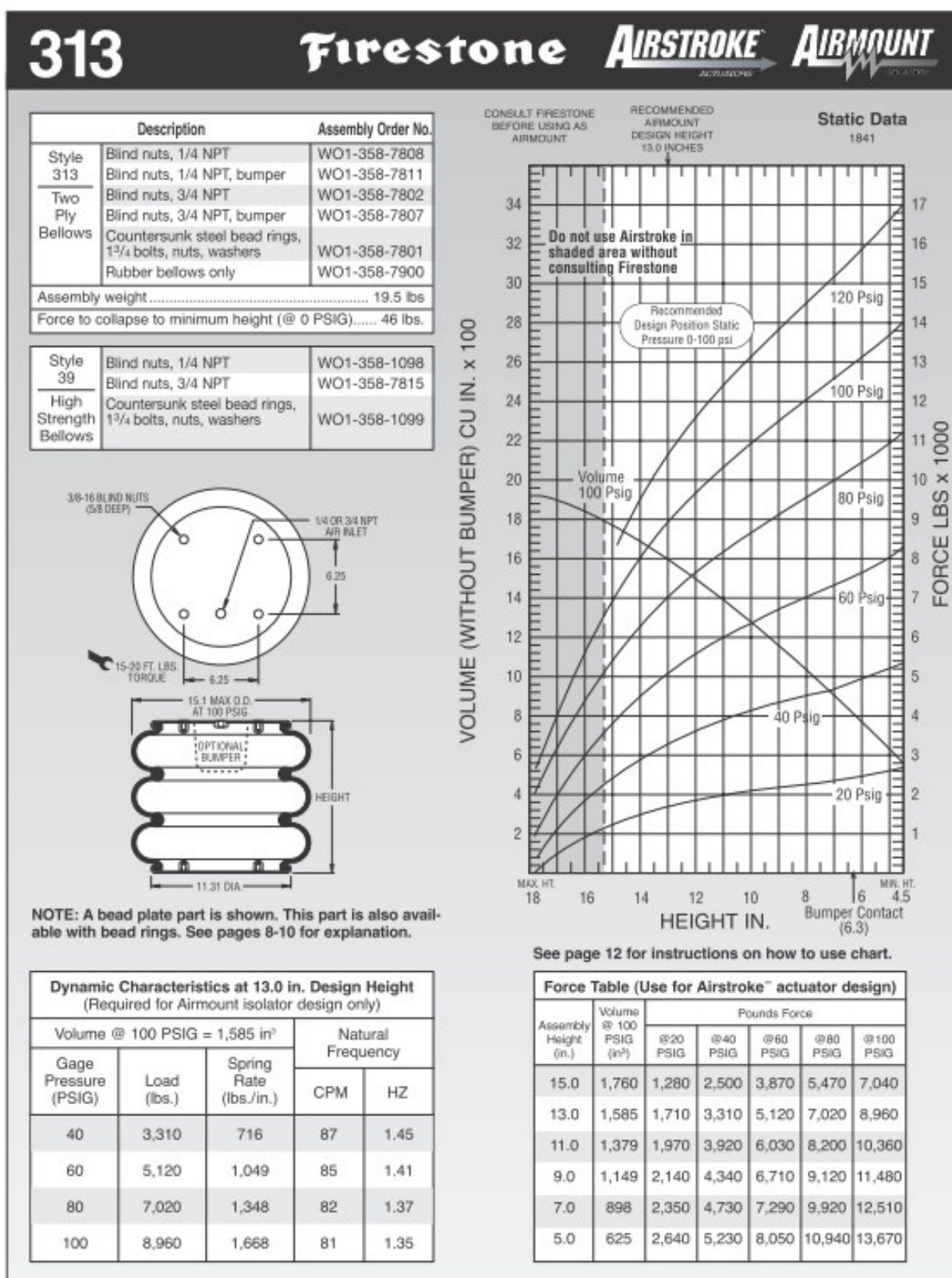
15.1 Isolamento de vibração

AIRMOUNT[™] VIBRATION ISOLATION

ISOLATION CHART



15.2 Características da Mola selecionada



15.3 Aplicações como isoladora

AIRMOUNT™ ISOLATION PROBLEM SOLVERS

