

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

WAGNER MATOS SANTOS

SISTEMA DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM HIDRÁULICO PARA  
CAMINHÕES LEVES

São Bernardo do Campo

2007

OK

WAGNER MATOS SANTOS

**SISTEMA DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM HIDRÁULICO PARA  
CAMINHÕES LEVES**

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à Escola Politécnica da

Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre Profissional em  
Engenharia Automotiva

São Bernardo do Campo

2007

WAGNER MATOS SANTOS

SISTEMA DE ACIONAMENTO DE EMBREAGEM HIDRÁULICO PARA  
CAMINHÕES LEVES

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre Profissional em  
Engenharia Automotiva

Área de Concentração:  
Engenharia Automotiva

Orientador:  
Prof. Doutor Álvaro Costa Neto

São Bernardo do Campo

2007

## DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à Letícia, minha esposa.

## RESUMO

SANTOS, W. M., **Sistema de acionamento de embreagem hidráulico para caminhões leves**. Dissertação (Mestrado), São Paulo, Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva, Universidade de São Paulo, 2007.

O sistema de acionamento da embreagem está diretamente relacionado com conforto e ergonomia do veículo. Para veículos de passeio, um acionamento de embreagem pode ser considerado leve se for menor do que 100 N e, pesado, se for maior do que 130 N. Para veículos comerciais considera-se aceitável esforço de até 170 N. O trabalho visa à criação de uma curva pedal em Excel que simule uma curva real e possa diminuir o tempo de desenvolvimento de sistemas de acionamento. Para tanto, alerta para cuidados com a geometria de acionamento, curso útil e variações no esforço, de modo que seja confortável para o motorista, trabalhe em baixa pressão na linha hidráulica e possa manter funcionalidade durante toda a vida útil do conjunto platô e disco. Para a realização do trabalho, são realizados cálculos sobre as dimensões das alavancas do sistema, respeitando ângulos limite de acionamento de do cilindro mestre. São realizadas avaliações empíricas sobre as perdas nos componentes (hidráulicas e mecânicas) para determinação de curso e esforço de acionamento. A necessidade de uma mola auxiliar para diminuir o esforço no pedal de embreagem também é ponto de discussão e é fator decisivo na relação entre o custo do produto e o conforto do sistema de atuação. O trabalho leva à obtenção de uma curva que descreve o esforço do pedal de embreagem em função do curso de acionamento, sendo composta pela curva de sistema e da mola auxiliar.

Palavras – Chave: Embreagem. Acionamento Hidráulico. Durabilidade.

## ABSTRACT

SANTOS, W. M., **Hydraulic clutch actuation system for light trucks**. São Paulo, Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva, Universidade de São Paulo, 2007.

The clutch actuation system is directly linked to vehicle easy of operation and ergonomics. For passenger cars, a comfortable pedal force is considered light when it is under 100 N and hard if over 130 N. For Commercial vehicles, about 170 N are considered acceptable. This work looks forward to obtain a pedal curve in Excel which simulates the real one and can low down actuation systems developing time. For in such way, it points to cares about Master Cylinder actuation geometry, stroke and pedal effort variations in the way that it is comfortable for the driver, works on low hydraulic pressure and is able to keep functionality during whole clutch plate and disc life. Some calculations about lever and master cylinder push rod dimensions are realized in the way of keeping actuation angles drawing limits. Empirical evaluations about losses in components (hydraulic and mechanical) for determination of stroke of pedal and pedal effort actuation are also done. The need of an over center spring to low down pedal effort is also point of discussion, determining compromise between product costs and easy of operation. This paper leads to a virtual curve which relates pedal effort with pedal stroke and is composed from system and over center spring curve.

Keywords: Clutch. Hydraulic Actuation. Durability.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Posição sugerida para o pedal de embreagem (FONTANA, 2004).....	12
Figura 2: Sistema de embreagem (MOMISSO,2004).....	21
Figura 3: Embreagem acoplada .....	22
Figura 4: Embreagem desacoplada (SHAVER, 1997) .....	22
Figura 5: Detalhe da embreagem montada (SHAEFFLER, 2003).....	22
Figura 6: Tipos de platô convencionais (DAIMLERCHRYSLER, 2006) .....	24
Figura 7: Transmissão de força em um sistema de embreagem (SHAVER, 1997)...	25
Figura 8: Variante de mecanismo para platô auto ajustável (VALEO, 2004).....	28
Figura 9: Acionamento de embreagem por tirante (NOTÍCIAS, 2003). .....	28
Figura 10: Acionamento de embreagem por cabo (NOTÍCIAS, 2003). .....	29
Figura 11: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento .....	30
Figura 12: Acionamento hidráulico com CSC.....	30
Figura 13: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento e auxílio pneumático.....	31
Figura 14: Acionamento hidráulico com CSC e auxílio pneumático .....	32
Figura 15: Bancada para teste de eficiência (DAIMLERCHRYSLER, 2006).....	33
Figura 16: Planilha principal do programa desenvolvido em Excel (dados hipotéticos).....	34
Figura 17: Bancada para teste de durabilidade (DAIMLERCHRYSLER, 2006) .....	35
Figura 18: Câmaras quente e fria (DAIMLERCHRYSLER, 2006). .....	36
Figura 19: Tipos de haste de cilindros mestre.....	37
Figura 20: Determinação do volume deslocado no cilindro auxiliar.....	40
Figura 21: Determinação do curso de acionamento do cilindro mestre.....	41
Figura 22: Variantes de alavanca pedal .....	43
Figura 23: Garfo e rolamento travados – Verificação de elasticidade (DAIMLERCHRYSLER, 2006) .....	45
Figura 24: Perda no garfo devido ao atrito .....	46
Figura 25: Variantes de componentes para sistema hidráulico .....	48
Figura 26: Bancada para verificação de perdas na linha hidráulica .....	48
Figura 27: Representação da bancada de perdas hidráulicas .....	49
Figura 28: Determinação da tabela de expansão volumétrica.....	50

Figura 29: Efeito da falta de curso de embreagem nos sincronizadores do câmbio	52
Figura 30: Quebra de mola membrana devido ao excesso de curso (DAIMLERCHRYSLER,2006)	52
Figura 31: Relação total	53
Figura 32: Problemas relacionados à pré-carga no rolamento de embreagem	56
Figura 33: Curva da mola do cilindro auxiliar	57
Figura 34: Mola do CSC para pré-carga de rolamento	58
Figura 35: Curso do cilindro auxiliar	59
Figura 36: Deslocamento da mola membrana (SCHAEFFLER, 2006)	60
Figura 37: Conjunto pedal de embreagem em estudo (DAIMLERCHRYSLER, 2006)	61
Figura 38: Sistema de acionamento no meio do curso	62
Figura 39: Problemas causados por mau dimensionamento do pedal de embreagem	63
Figura 40: Determinação de $\beta$	64
Figura 41: Determinação de ACM e HCM	65
Figura 42: Determinação de forças no acionamento do cilindro mestre	68
Figura 43: Dados para definição da mola auxiliar do pedal	70
Figura 44: Coordenada global do sistema	71
Figura 45: Parâmetros da mola auxiliar (DAIMLERCHRYSLER, 2006)	72
Figura 46: Movimento da mola auxiliar	73
Figura 47: Determinação da relação entre os ângulos da mola de retorno	73
Figura 48: Forças na mola auxiliar	74
Figura 49: Parâmetros para definição da curva pedal	79

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Comparativo entre embreagem puxada e empurrada	24
Tabela 2: Expansão volumétrica	51



## LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1: Curva de acionamento sugerida para um pedal de embreagem .....	11
Gráfico 2: Curva de acionamento de um platô convencional .....	26
Gráfico 3: Comparativo entre embreagem convencional e auto ajustável (SCHAEFFLER, 2006) .....	27
Gráfico 4: Perda em esforço devido ao atrito no eixo do garfo.....	47
Gráfico 5: Curso do cilindro mestre x rolamento – Comparativo entre medição e cálculo .....	55
Gráfico 6: Ângulo da haste em função do curso do cilindro mestre .....	66
Gráfico 7: Curva de sistema – Comparativo entre medido e calculado .....	69
Gráfico 8: Curva da mola auxiliar .....	75
Gráfico 9: Curva pedal composta por sistema e mola auxiliar.....	77
Gráfico 10: Validação da curva pedal.....	78
Gráfico 11: Curva pedal inicial.....	80
Gráfico 12: Curva pedal com alavanca da mola maior.....	81
Gráfico 13: Curva pedal com alavanca da mola menor.....	81
Gráfico 14: Curva pedal com constante da mola maior.....	82
Gráfico 15: Curva pedal com constante da mola menor.....	83
Gráfico 16: Curva pedal com ponto de inversão maior.....	84
Gráfico 17: Curva pedal com ponto de inversão menor. ....	84
Gráfico 18: Curva pedal com L1 maior.....	85
Gráfico 19: Curva pedal com L1 menor.....	86
Gráfico 20: Influência do aumento da expansão volumétrica do sistema na curva pedal. ....	87
Gráfico 21: Curva pedal com mola auxiliar de constante igual a 500 N/mm .....	89
Gráfico 22: Curva pedal com mola auxiliar de constante igual a 340 N/mm .....	89

## SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	10
1.1. VISÃO GERAL.....	10
1.2. MOTIVAÇÃO.....	14
1.3. OBJETIVOS.....	15
2. DESCRIÇÃO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM .....	16
2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.2. REVISÃO TEÓRICA .....	20
<b>2.2.1. Platô e Disco Convencionais .....</b>	<b>22</b>
<b>2.2.2. Platô Auto Ajustável .....</b>	<b>27</b>
<b>2.2.3. Sistemas de Acionamento .....</b>	<b>28</b>
2.3. ENSAIOS .....	32
3. DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM .....	40
3.1. METODOLOGIA DE TRABALHO .....	40
3.2. HIPÓTESES.....	42
3.3. PERDAS ATRIBUÍDAS ÀS ALAVANCAS.....	42
3.4. PERDAS ATRIBUÍDAS À LINHA HIDRÁULICA .....	47
3.5. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO .....	51
3.6. PRÉ - CARGA NO ROLAMENTO.....	56
3.7. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR .....	58
3.8. DETERMINAÇÃO DA ALAVANCA DE ACIONAMENTO.....	61
3.9. DETERMINAÇÃO DA CURVA DE SISTEMA .....	67
3.10. MOLA AUXILIAR.....	70
4. RESULTADOS E ANÁLISES .....	77
4.1. VALIDAÇÃO DO CÁLCULO .....	77
4.2. CALIBRAÇÃO DA CURVA .....	79
4.3. INFLUÊNCIA DA EXPANSÃO VOLUMÉTRICA NA CURVA PEDAL .....	86
4.4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS .....	87
5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....	91
6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	92

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. VISÃO GERAL

Uma das maiores preocupações nas montadoras de veículos atuais é o custo: direto, indireto ou após a venda. O projeto do veículo tem grande influência no primeiro e terceiro custos. A busca por soluções para diminuição do primeiro, muitas vezes agrava o terceiro que só é percebido por volta de um ano após a venda da primeira unidade. A solução pode ser até mais cara do que o ganho que se obteve inicialmente.

Para evitar este tipo de inconveniência, um projeto deve ser feito com base em experiências já adquiridas, tais como falhas de componentes similares, métodos de análise de riscos segundo Teixeira (2004) e testes confiáveis com o produto que entrará no mercado. Aqui se apresenta mais um problema que é a velocidade com que as mudanças são solicitadas atualmente. Lançamentos de novos veículos são cada vez mais freqüentes. Um desenvolvimento que, há dez anos atrás, levava dois para ser concluído hoje é trabalho para seis meses ou menos. Este período é ainda menor quando se trata de soluções para problemas após a venda do veículo.

Quando o assunto é relativo a componentes de desgaste como molas, amortecedores, sistema de freio e embreagem, o problema torna-se ainda mais crítico, pois depende diretamente do modo como o veículo é utilizado. Mesmo com testes severos e longos não é possível detectar todos os modos de falha que os componentes devem apresentar.

O conjunto platô, disco e rolamento, em veículos comerciais deve, por convenção, durar em torno de 100.000 km em uma operação urbana e 300.000 km em uma operação rodoviária. O sistema de acionamento da embreagem acompanha a mesma convenção, mas alguns componentes têm, normalmente, maior durabilidade.

Para um sistema de acionamento de embreagem composto por relações hidráulicas e alavancas, uma mola auxiliar torna-se necessária se aplicado a veículos comerciais leves para a redução do esforço de acionamento. A mola pode

ser dispensada em veículos de passeio, pois a curva de sistema, a ser discutida posteriormente, normalmente atinge esforços satisfatórios, por volta de 120 N.

A força máxima durante a atuação do pedal de embreagem é denominada de esforço de pedal. É função da força de acionamento do platô e relações do sistema de acionamento, incluindo o próprio pedal. Isto significa que para um veículo de maior potência ou maior carga, o esforço de pedal irá aumentar, pois há necessidade de maior carga no platô. Aumentar as relações do pedal pode diminuir o esforço, mas irá afetar no curso do pedal.

Segundo Shaver (1997), um pedal de embreagem confortável para veículos de passeio e comerciais leves, deve ter esforço variando entre 100 N e 130 N. Em veículos comerciais, valores entre 150 N e 180 N são aceitáveis. O conforto também está relacionado ao esforço durante o acionamento: curso, manutenção da carga de acionamento e retorno, picos de carga, região de modulação, etc. Idealmente, o acionamento do pedal de embreagem tem o aspecto ilustrado no Gráfico 1. É importante destacar que os esforços de acionamento ilustrados nos gráficos deste trabalho são expressos em kgf (quilograma força). Considera-se  $1\text{kgf} = 10\text{N}$ .

Curva típica de acionamento de pedal de embreagem

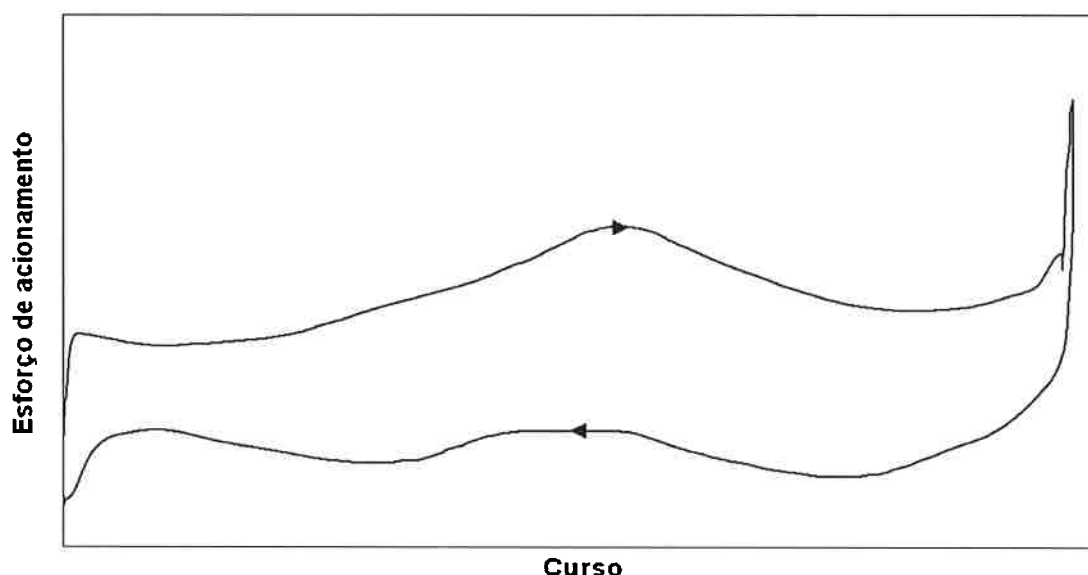


Gráfico 1: Curva de acionamento sugerida para um pedal de embreagem

No gráfico é possível observar a curva de acionamento de um pedal de embreagem considerado confortável. O esforço maior obtido está próximo ao meio do curso de acionamento. O pico de força no final do curso corresponde à compre

são do batente inferior som curso efetivo. Nos capítulos posteriores será possível observar que a curva pedal é uma derivação da curva do platô de embreagem, diferenciando-se pelo início do curso (de zero a 40) e pela segunda metade devido à influência da mola auxiliar. A região de modulação citada da região compreendida entre 100 mm e 140 mm do curso onde ocorre o acoplamento da embreagem. Esta região é muito utilizada durante manobras e saída do veículo.

A definição do pedal de embreagem é baseada nas limitações dimensionais e ergonômicas impostas ao veículo. As características ergonômicas básicas são: posição, esforço, distância até o piso do veículo e textura da placa do pedal.

O pedal de embreagem é projetado para ser operado pelo pé esquerdo do condutor e deveria estar idealmente, exatamente nesta linha em uma área a frente do operador e abaixo do painel de instrumentos, contudo, nestas condições, haveria pouco espaço para descansar o pé quando não atuando a embreagem. Portanto, esta posição fica próxima à linha central do operador por volta de 80 mm deslocada para a esquerda.

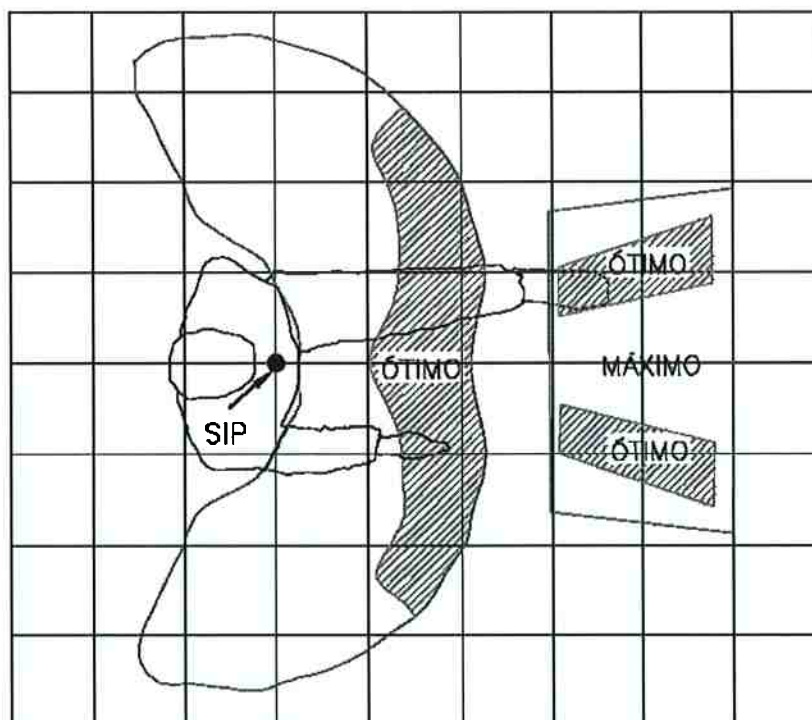


Figura 1: Posição sugerida para o pedal de embreagem (FONTANA, 2004)

A posição inicial do pedal deve estar em uma altura onde o operador possa acioná-lo com o calcanhar apoiado no piso do veículo. A média de tamanho de um pé feminino está por volta de 150 mm. A placa do pedal deve ter 75mm x 75mm.

Além destas considerações também devem ser levados em conta o espaço disponível, o pedal de freio e um possível espaço para descanso do pé.

A distância que o pedal se desloca desde o batente superior até o inferior é conhecida como curso do pedal. Esta distância pode ser compensada pela regulagem longitudinal do banco do motorista. Shaver (1997) aponta para um curso máximo de 150 mm em veículos de passeio. Este padrão também pode ser adotado para veículos comerciais, podendo chegar até 200 mm em alguns casos onde o compromisso com esforço de acionamento seja viável.

Quanto ao curso do pedal de embreagem também pode-se destacar a reserva, o ponto de acoplamento e a região de modulação, determinados com o veículo ligado. A reserva é a distância entre o ponto onde a embreagem está totalmente desacoplada e o final do curso e é determinada durante o desacoplamento da embreagem, ou seja, no movimento descendente do pedal. O ponto de acoplamento é o instante onde a embreagem é capaz de transmitir torque suficiente para iniciar o movimento do veículo e é determinado durante o acoplamento da embreagem, ou seja, no movimento ascendente do pedal.

Segundo Shaver (1997), a reserva do pedal deve ter, pelo menos, 25 mm até o fim do curso. Para veículos comerciais, este ponto deve ser distante de 20% a 25% do curso até o batente inferior. A não correta determinação do ponto de reserva irá forçar o condutor a acionar o pedal até o final. Este procedimento não é usual, portanto causará arranhamento, alto esforço no engate das marchas e desgaste de sincronização.

O ponto de acoplamento deve estar por volta de um terço do curso do pedal a partir do batente inferior. A região de modulação começa neste ponto e vai até próximo do batente inferior do pedal. Esta distância restante é o fator de segurança da embreagem. Nesta região a embreagem está totalmente acoplada, ou seja, velocidade do virabrequim é igual a do eixo piloto do câmbio.

## 1.2. MOTIVAÇÃO

O trabalho surgiu com a necessidade de aumentar a durabilidade dos componentes do acionamento de embreagem, de modo a reduzir custos com garantia e gerar um produto de maior durabilidade e satisfação para o cliente.

Atrelado a isto, a constante luta pela redução de custos dos produtos, também motivou a realização do trabalho no que diz respeito à aplicabilidade de seus recursos a veículos de maior porte que utilizam atualmente sistemas de acionamento com auxílio pneumático de alto custo.

A necessidade de diminuição no tempo dos testes de eficiência também foi fator determinante para a confecção deste trabalho que contou, inclusive, com dados colhidos em anos de medições reunidos em um único programa que pôde extrapolar os dados para novas situações.

Finalmente, a realização do Mestrado Profissional em Engenharia Automotiva aliada às necessidades da empresa citadas foi decisiva para a concepção deste trabalho.

### 1.3. OBJETIVOS

Detalhar o sistema de acionamento destacando as perdas devido ao atrito e à expansão volumétrica.

Ilustrar parâmetros conceituais como pré-carga no rolamento e limitações dimensionais, tais como comprimento de alavanca de acionamento e curso de cilindros e pedal.

Destacar principais cuidados no projeto para minimizar o esforço de acionamento do pedal e aumentar durabilidade dos componentes.

Confeccionar um cálculo de curva pedal que represente a curva real, normalmente obtida através do teste de eficiência, utilizando uma planilha em Excel.

Validar o cálculo (curva em Excel) comparando a curva obtida com medições reais em teste de eficiência (dado experimental).



## 2. DESCRIÇÃO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM

### 2.1. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Sistemas de acionamento de embreagem são estudados desde a criação dos veículos com transmissão manual. Desde então são desenvolvidos sistemas para melhorar o conforto e funcionalidade. Shaver (1997) descreve um histórico sobre o desenvolvimento de embreagens desde a criação da embreagem de Weston (placas múltiplas em 1863) até a embreagem com disco e mola membrana criada em 1937 e utilizada até os dias atuais. Nesta linha do tempo pode-se destacar: a embreagem por cones, que funcionava com duas superfícies metálicas em contato semelhante a um sincronizador; a embreagem com molas helicoidais, ainda utilizada em veículos comerciais pesados em locais onde o mercado não é muito exigente quanto ao conforto.

A obra ilustra o sistema de embreagem como um todo, desde o pedal até o disco de embreagem. Publicação da SAE Brasil, a obra visa caracterizar o sistema e determinar limites de projeto com ênfase em veículos de passeio, mas com conceitos aplicáveis a qualquer tipo de embreagem.

No livro são, ainda, citadas vantagens e desvantagens quanto ao uso de embreagens com platô puxado e empurrado, variação da força de placa e de acionamento do platô com mola membrana, cuidados quanto ao desgaste excessivo para evitar a perda de carga de placa. Cita, ainda, fatores que influenciam no conforto do pedal de embreagem, testes aplicáveis ao sistema de acionamento e diagnósticos de problemas relacionados.

Sachs (2005) aponta para a importância da manutenção do sistema de acionamento em veículos comerciais. Qualquer divergência no sistema em relação ao projeto pode afetar diretamente na durabilidade dos demais componentes (platô, disco e rolamento). A linha hidráulica do sistema (cilindros e tubulação) deve estar totalmente preenchida com o fluido adequado. Este deve ser substituído periodicamente, conforme especificação do fabricante, pois absorve água do

ambiente. A água pode causar oxidação de componentes e perda de curso de acionamento em altas temperaturas. As articulações de pedal e garfo de embreagem devem estar devidamente lubrificadas para evitar esforço excessivo e problemas de retorno. As carcaças da embreagem e volante devem apresentar somente o respiro na região inferior aberto. Atentar ao fechamento de tampas de inspeção e demais orifícios. Esta medida evita a entrada excessiva de impurezas que podem vir a prejudicar as articulações do garfo, rolamento de embreagem, disco e platô.

Kayano e Santos (2005) ilustram a severidade a que os componentes de um sistema de acionamento estão sujeitos em um veículo comercial. Estudos e medições em campo realizadas mostram que a embreagem pode ser acionada mais de vinte vezes por quilômetro. Sendo que um veículo desta aplicação pode chegar a 100.000 km em um ano de funcionamento, o sistema estará sujeito a dois milhões de ciclos no primeiro ano. Este número é base importante no desenvolvimento de sistemas de acionamento para veículos comerciais.

Na dissertação de mestrado de Teixeira (2004), é citada a embreagem auto-ajustável desenvolvida pela empresa LUK que propõe manter o esforço de acionamento em níveis aceitáveis durante a vida útil do componente. O trabalho destaca problemas de qualidade devido a adoção de sistemas mais simples e custos envolvidos, aponta métodos para análise de risco e precauções na concepção do projeto.

“No cenário atual, para serem competitivas, as empresas enfrentam o desafio de desenvolver novos produtos em um espaço curto de tempo, com tecnologia superior à anterior e com custos reduzidos para garantir a sobrevivência do negócio. O sucesso está diretamente atrelado aos requisitos exigidos pelos clientes, onde Qualidade, Confiabilidade, Entrega e Preço são o mínimo que se espera”. (TEIXEIRA, 2004).

O trabalho destaca metodologias, tais como FEMEA e AEMA que são utilizadas para o “Planejamento e Garantia da Qualidade, as quais devem ser utilizadas já na fase de concepção do projeto do produto, pois é aqui que nasce em grande parte a qualidade, a confiabilidade e o preço final” (TEIXEIRA, 2004).

Os conceitos de Teixeira, 2004 estão diretamente ligados com esta a proposta de trabalho, visto que visa a concepção e um projeto limpo, rápido e livre de problemas de garantia desde sua concepção.

VALEO (2004) e SHAEFFLER (2006) destacam as vantagens de um sistema de embreagem auto ajustável quanto ao esforço de acionamento e custo. Apontam fatores econômicos, relacionados à aplicação deste sistema, e de satisfação do cliente pelo aumento de durabilidade e diminuição de esforço de acionamento. Explora a maior capacidade de desgaste de disco que este sistema proporciona e citam a possibilidade de acionamentos com menos esforço devido ao mecanismo de ajuste de altura da placa de pressão presente neste tipo de embreagem.

SACHS (2005) aponta cuidados que devem ser tomados em um sistema de embreagem de veículos comerciais para prolongar a vida dos componentes, tais como troca de fluido do sistema de acionamento, preenchimento total de fluido para evitar perda de curso, limpeza e lubrificação dos sistemas móveis (articulações e suportes de pedal) para manter o esforço de acionamento conforme projeto inicial. Destaca a especificação de diferentes tipos de platô (empurrado e puxado), instrui quanto à montagem e desmontagem dos componentes e alerta para a importância da correta configuração do sistema de acionamento com diagnóstico de troca ou reparo dos componentes.

Notícias (2003) destaca a importância sobre manutenção do sistema de embreagem no que diz respeito à lubrificação, regulagem e limpeza e descreve os sistemas a tirante e a cabo. A publicação conta com considerações sobre veículos de passeio, onde observam-se por volta de 4 acionamentos por quilômetro resultando, após 50.000 km em 170.000 acionamentos. Em um veículo comercial, é possível chegar a mais de 20 acionamentos por quilômetro. Destaca, ainda, como deve ser realizado o diagnóstico de problemas associados ao sistema e detalha os componentes de um acionamento via cabo.

Momisso (2004) descreve um Banco de provas de embreagem, denominado teste de eficiência por Shaver (1997). O trabalho destaca cálculos teóricos simplificados para a obtenção de combinações de componentes que atendam a um determinado veículo com curso suficiente. Parte dos cálculos descritos são utilizados no presente trabalho.

O trabalho de Fontana e Silva (2004) ilustra fatores relacionados à ergonomia aplicáveis a um veículo agrícola, tais como, espaço disponível e posição dos pedais ótima. Suas teorias e considerações quanto ao posicionamento dos comandos englobam o pedal de embreagem e podem, analogamente, ser aplicáveis a outros veículos.

Crouse (1993) contribui para o presente trabalho ao descrever o sistema de embreagem com maior enfoque nos componentes platô e disco. Aponta a mudança de características de carga e curso durante a vida útil do platô que é fator determinante para a determinação de um sistema de acionamento. O disco de embreagem também é assunto de grande destaque, desde o desgaste do revestimento orgânico até o dimensionamento do pacote torcional que diminui a intensidade das vibrações transmitidas do motor para a transmissão.

Canale e Gutierrez (2004) apontam as características de um trecho típico de aplicação de veículos comerciais. O trecho de serra. No trabalho é apontada a importância do correto dimensionamento e da correta operação dos sistemas de freio, freio motor e embreagem. Esta publicação contribui na identificação de possíveis problemas com o sistema de embreagem, relacionados ao modo de dirigir, neste trecho específico. Problemas como arranhamento e marchas e quebra de rolamento de embreagem, podem ser evitados com o correto dimensionamento do sistema de acionamento.

## 2.2. REVISÃO TEÓRICA

Um sistema de embreagem resume-se à responsabilidade de desacoplar o motor do sistema de transmissão no momento do engate de marchas. Para câmbio manual, o sistema de embreagem consiste de pedal, sistema de acionamento (mecânico, hidráulico, pneumático ou a combinação destes), mancal e rolamento, platô e disco de embreagem.

Existem, ainda, sistemas automatizados que dispensam o uso de pedal utilizando um sistema de controle eletrônico que identifica a troca de marcha através de um “joystick” ou alavanca convencional e determina qual será a melhor condição de troca de marchas não comprometendo a durabilidade do sistema e nem o conforto dos ocupantes. Este sistema pode ser utilizado com câmbio convencional sincronizado, onde a embreagem é solicitada em todas as trocas, ou com câmbio sem sincronizadores. Neste caso, a sincronização é feita através de um frio no eixo intermediário do câmbio e a embreagem é utilizada somente na partida do veículo.

Para melhor compreender o sistema de embreagem, é necessário ter uma visão geral de seus componentes; listados a seguir e apontados na Figura 2:

- 1 – Platô de Embreagem;
- 2 – Disco de Embreagem;
- 3 – Sistema de Acionamento;
- 4 – Alavanca Pedal;
- 5 – Pedaleira;
- 6 – Cavalete de Fixação;
- 7 – Cilindro Mestre;
- 8 – Cilindro Auxiliar ou servo de embreagem;
- 9 – CSC (Concentric Slave Cylinder);
- 10 – Garfo de Embreagem;
- 11 – Mancal e Rolamento;
- 12 – Eixo Piloto.

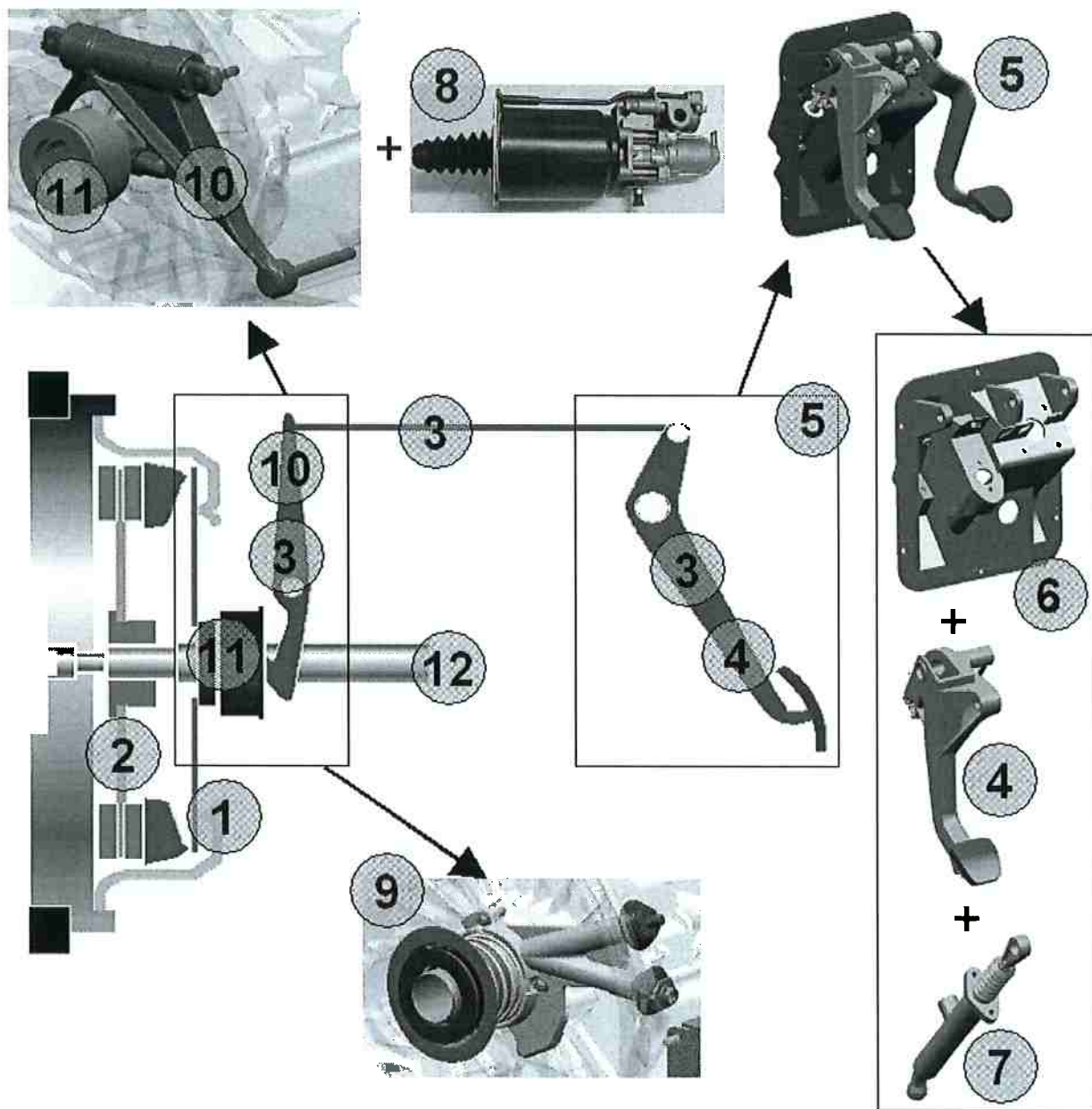


Figura 2: Sistema de embreagem (MOMISSO,2004).

### 2.2.1. Platô e Disco Convencionais

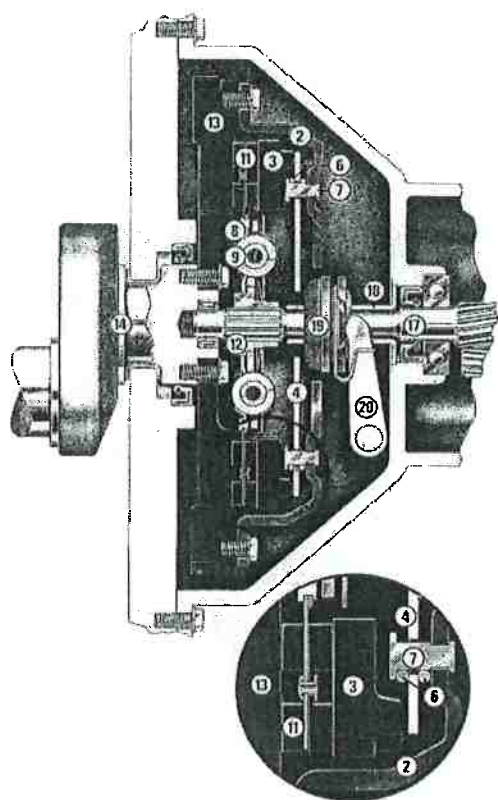


Figura 3: Embreagem acoplada (SHAVER, 1997).

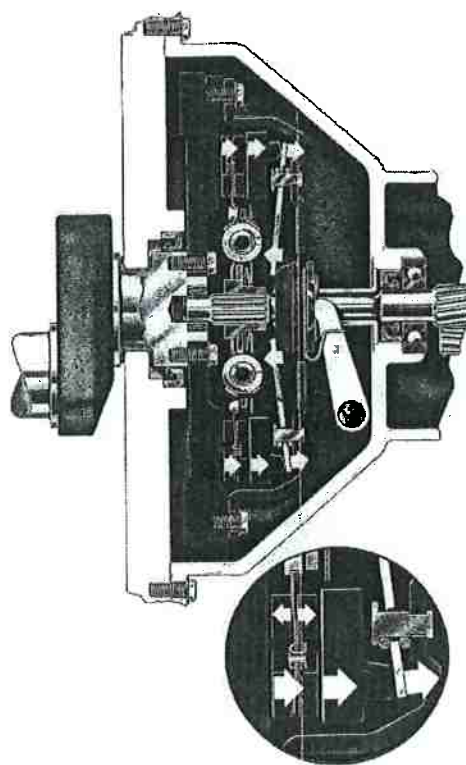


Figura 4: Embreagem desacoplada (SHAVER, 1997)

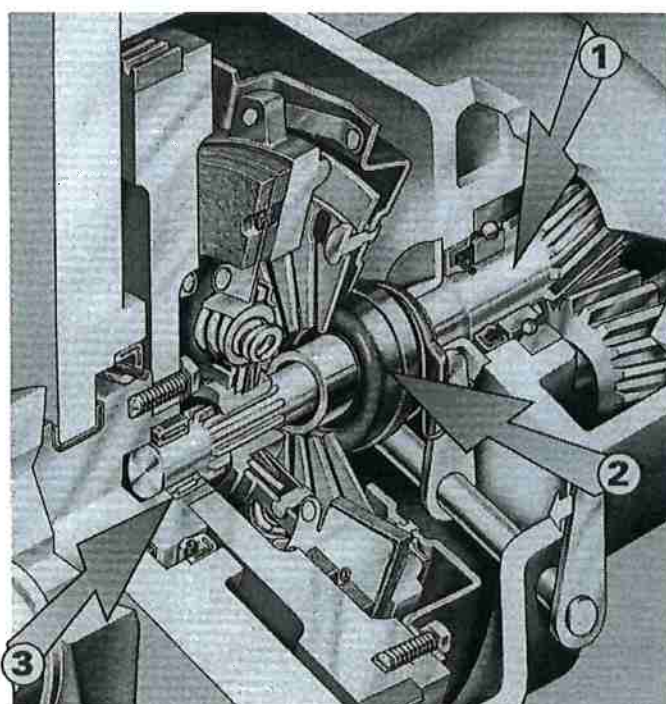


Figura 5: Detalhe da embreagem montada (SHAEFFLER, 2003)

Os principais elementos destacados na Figura 3 estão listados a seguir:

2. Carcaça do platô de embreagem
3. Placa de pressão
4. Mola membrana
6. Anel de apoio
7. Rebite de fixação da mola na carcaça estampada
8. Chapa de condução
9. Pacote torcional
11. Revestimentos do disco de embreagem
12. Cubo do disco de embreagem
13. Volante
14. Virabrequim
17. Eixo piloto do câmbio
18. Tubo guia do mancal
19. Mancal e rolamento de acionamento do platô
20. Garfo de acionamento

O platô de embreagem é solidário ao motor e acompanha seu movimento a todo instante. A placa de pressão do platô tem um grau de liberdade, além da rotação, que permite movimentação axial liberando e acionando o disco de embreagem. As Figura 3 e a Figura 4 ilustram o conjunto platô e disco acoplado e desacoplado, respectivamente. A Figura 5 destaca os componentes: eixo piloto do câmbio (1), mancal e rolamento de embreagem (2) e rolamento de apoio do eixo piloto no volante do motor (3) em uma vista mais clara e com  $\frac{1}{4}$  de corte no conjunto.

O platô pode ser do tipo empurrado ou puxado. Neste, o rolamento de embreagem é axialmente solidário à mola membrana e naquele, o rolamento é um componente independente do platô. Na Figura 6, Tipos de platô convencionais, é possível observá-los.





Empurrado



Puxado

Figura 6: Tipos de platô convencionais (DAIMLERCHRYSLER, 2006)

Shaver (1997) aponta as vantagens e desvantagens dos dois sistemas conforme apontado na Tabela 1.

<b>Vantagens</b>	<b>Desvantagens</b>
<b>EMBREAGEM EMPURRADA</b>	
Projeto do rolamento simplificado	Maior deformação da carcaça do Platô durante o desacoplamento
Procedimentos de montagem e desmontagem são mais simples	
<b>EMBREAGEM PUXADA</b>	
Menor deformação da carcaça do Platô durante o desacoplamento	Projeto do rolamento dificultado Procedimentos de montagem e desmontagem são mais complexos
Maior possibilidade de relação entre a placa de pressão e o rolamento.	
Possível atingir menores cargas no rolamento	
Possibilidade de projeto de uma mola membrana mais simples e com menores esforços	
Possibilidade de projetar a placa de pressão com maiores esforços	

Tabela 1: Comparativo entre embreagem puxada e empurrada

O sistema é normalmente fechado, encontrando-se acoplado quando o pedal de embreagem não é solicitado. Se o veículo não tiver marchas engrenadas, o motor transmite movimento somente para o eixo piloto do câmbio, mantendo o veículo sem movimento.

Se há acionamento do pedal de embreagem, a seleção de marchas é permitida e o motor não transmite movimento. Neste instante o platô (carcaça e placa de pressão) segue o movimento do motor e o disco de embreagem tem rotação igual à do câmbio.

O acionamento da embreagem elimina a comunicação do trem de força com o motor. Nesta condição torna-se possível impor rotação adequada ao eixo

intermediário, piloto e disco de embreagem, permitindo o acoplamento das engrenagens e corpos de sincronização do eixo principal que tem rotação dependente da velocidade do veículo.

A Figura 7 exhibe como há a transmissão de torque do motor para o câmbio: volante do motor, carcaça do platô e placa de pressão transmitem energia para os revestimentos. Estes transmitem para chapa de condução, pacote torcional, cubo do disco e finalmente eixo piloto do câmbio.

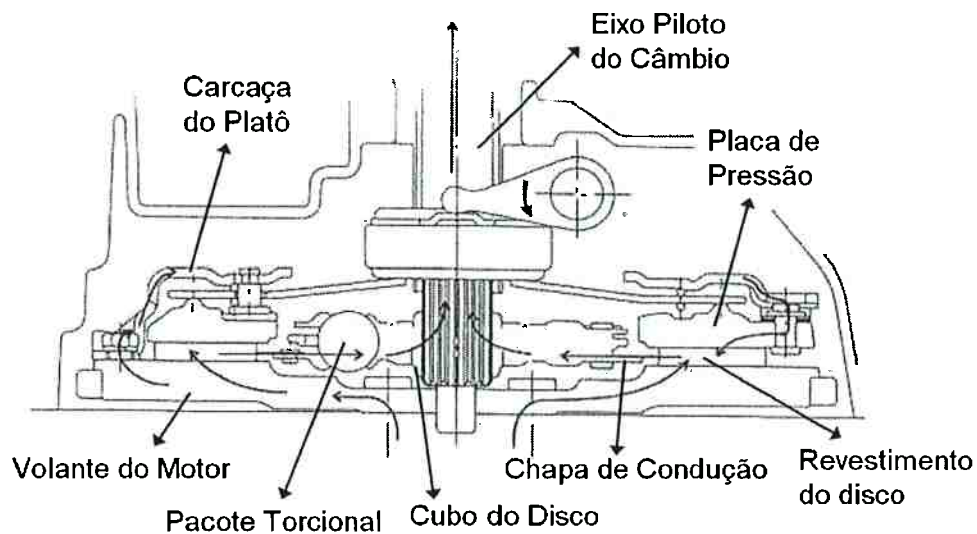


Figura 7: Transmissão de força em um sistema de embreagem (SHAVER, 1997).

A força da placa de pressão provém da mola membrana que, através de um sistema de alavancas, atua sobre a primeira na condição de montagem do conjunto. Para o desacoplamento, o garfo de embreagem atua sobre o mancal e o rolamento (formam um único componente) que, por sua vez, atua sobre a mola membrana em sua porção central, fazendo com que articule sobre o Anel de apoio e levante a placa de pressão, liberando o disco.

Três componentes determinam o conceito de funcionamento da embreagem: disco, platô e volante. Na condição "desacoplada", os dois últimos, solidários ao virabrequim do motor, giram e o primeiro acompanha a rotação do eixo piloto. Assim que o pedal de embreagem é solto, a placa de pressão do platô pressiona o disco contra o volante e os três componentes passam a girar ao mesmo tempo, solidários, transmitindo movimento ao eixo piloto, passando à condição "acoplada".

Um fato importante a ser citado sobre o conjunto Platô e Disco convencional é que durante sua vida útil, o esforço de acionamento aumenta significativamente devido à variação da posição da mola membrana ilustrada na Figura 36 do item 3.7 CURSO NO CILINDRO AUXILIAR. Esta variação pode comprometer alguns projetos de acionamento hidráulico, pois na condição “novo”, é possível projetar um acionamento dentro dos padrões aceitáveis, mas o mesmo pode não ser aplicável à condição “usado”, pois o esforço máximo aumenta em até 30% do inicial. Na curva contida no Gráfico 2 é possível observar o diferente comportamento com disco novo e disco usado.

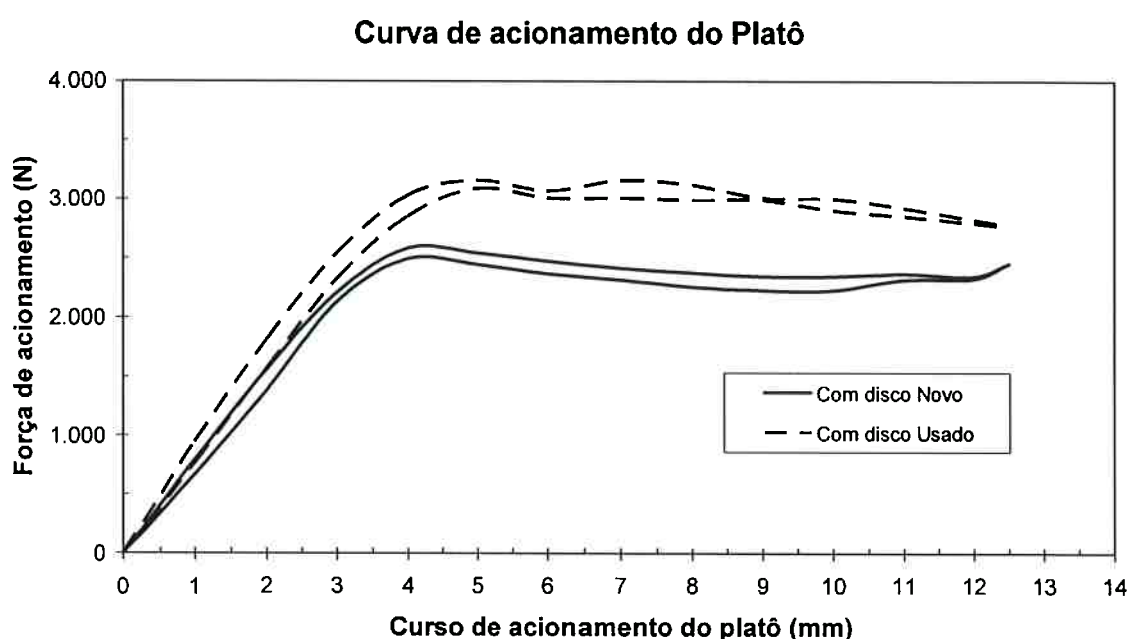


Gráfico 2: Curva de acionamento de um platô convencional

Vale ressaltar, ainda, que o esforço de acionamento do pedal é uma derivação da curva do esforço de acionamento do pedal de embreagem, portanto, durante a vida útil do platô, a curva de acionamento do pedal irá alterar proporcionalmente à curva do platô.

Esta diferença de esforço durante a vida útil do sistema pode ser eliminada com o uso de um platô auto-ajustável

### 2.2.2. Platô Auto Ajustável

O Platô auto-ajustável difere do platô convencional por ser capaz de aumentar a capacidade de desgaste do disco de embreagem e de manter o esforço de acionamento constante durante toda a vida útil. Esta característica é obtida através de um mecanismo contido no platô que identifica a posição da mola membrana. Quando esta excede certo limite pré-determinado, o mecanismo é acionado e faz com que a mola volte à posição inicial, mantendo a carga na placa e o esforço de acionamento inicial.

Pelo fato de este componente ser muito mais caro do que um convencional, não é comumente utilizado em veículos leves, mas, se associado a uma redução de custos no sistema de acionamento do sistema, pode ser uma interessante solução.

No

Gráfico 3 é possível observar o comportamento do esforço de acionamento de um platô auto ajustável.

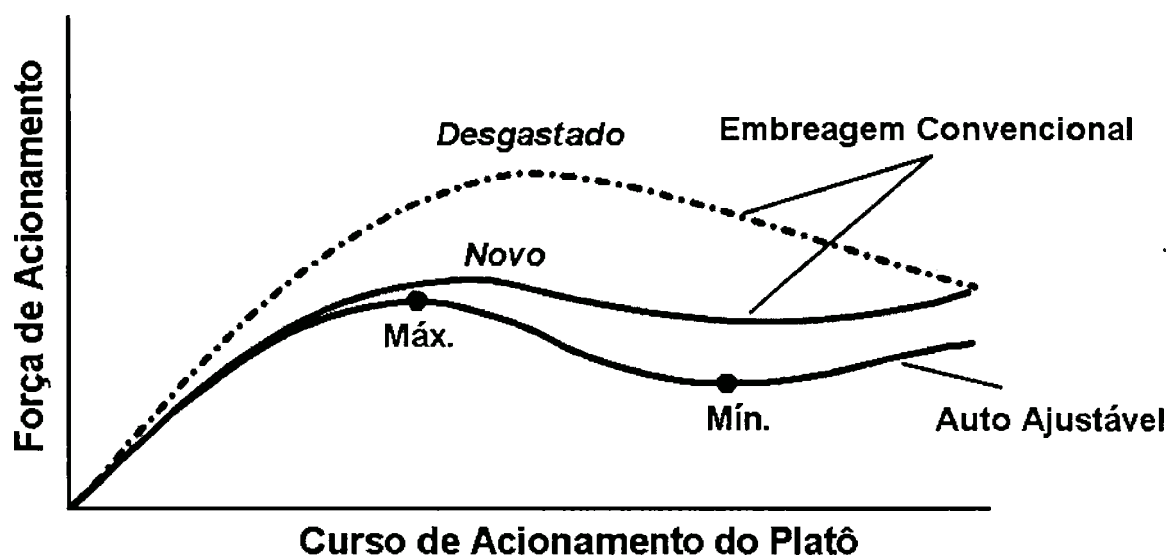


Gráfico 3: Comparativo entre embreagem convencional e auto ajustável (SCHAEFFLER, 2006)

Existem diversos mecanismos e denominações utilizadas pelos fabricantes, mas os objetivos deste tipo de embreagem são sempre os mesmos. Podem ser do tipo catraca, que atuam periodicamente no conjunto ou podem utilizar roldanas que

fazem a regulagem contínua da posição da mola. Os mecanismos são de conhecimento dos fabricantes e muitas vezes patenteados. Na Figura 8 pode-se observar um tipo de mecanismo utilizado por um dos fabricantes de Embreagem.



Figura 8: Variante de mecanismo para platô auto ajustável (VALEO, 2004)

### 2.2.3. Sistemas de Acionamento

Um sistema de acionamento de embreagem caracterizado como mecânico é composto por tirantes e alavancas ou por cabo e alavancas conforme ilustrado na Figura 9 e na Figura 10. Estes sistemas são bastante utilizados em veículos de passeio e veículos comerciais leves, pois a multiplicação da força aplicada pelo motorista é suficiente para deslocar a placa de pressão do platô.

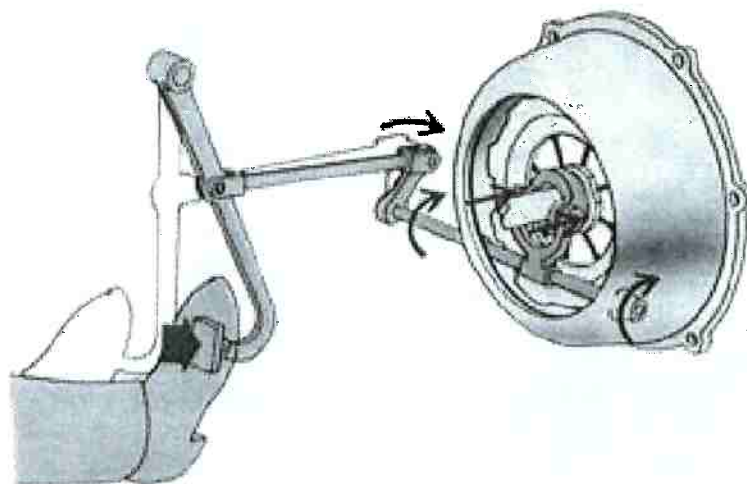


Figura 9: Acionamento de embreagem por tirante (NOTÍCIAS, 2003).

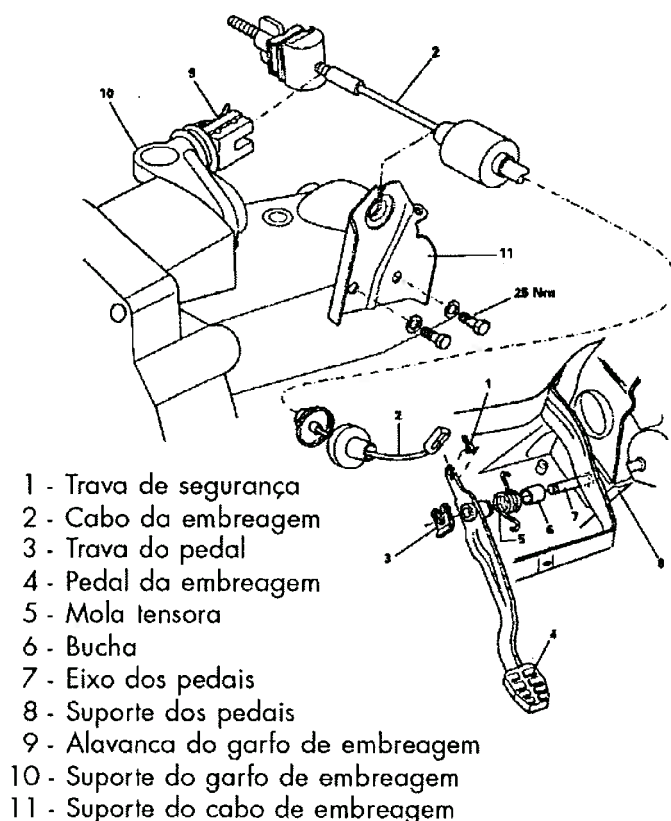


Figura 10: Acionamento de embreagem por cabo (NOTÍCIAS, 2003).

A aplicação de sistemas hidráulicos torna-se necessária em casos onde a força da placa de pressão do platô é maior, como, por exemplo, veículos comerciais leves e alguns médios. O sistema hidráulico proporciona maiores possibilidades de multiplicação de força, contando, além das alavancas mecânicas (pedal e garfo de embreagem), com a relação hidráulica entre cilindro mestre e auxiliar.

Existem inúmeros fatores a serem considerados no dimensionamento de um acionamento hidráulico, mas o primeiro deles é a relação total entre o deslocamento do pedal de embreagem e a placa de pressão do platô. Deve-se explorar ao máximo o curso de pedal disponível e atingir valores de atuação do platô próximos ao limite inferior. Este é o primeiro passo quando se deseja obter o mínimo esforço de acionamento.

Apesar da simplicidade da primeira consideração, atingir esta meta nem sempre é uma tarefa fácil. Se, para cada tipo de sistema, fosse possível dimensionar elementos específicos, o trabalho se tornaria bem mais simples, mas, com a necessidade de redução de custos para toda a família de produtos, a unificação dos sistemas pode vir em primeiro lugar.

Cada fabricante tem suas variantes de pedal, cilindros mestres, auxiliares, tubulações, garfos de acionamento, discos e platôs de embreagem. A combinação destes deve atender a todos os veículos. Na Figura 25 do item 3.3. PERDAS ATRIBUÍDAS ÀS ALAVANCAS constam variantes disponíveis para o projeto de sistemas de acionamento de uma determinada montadora.

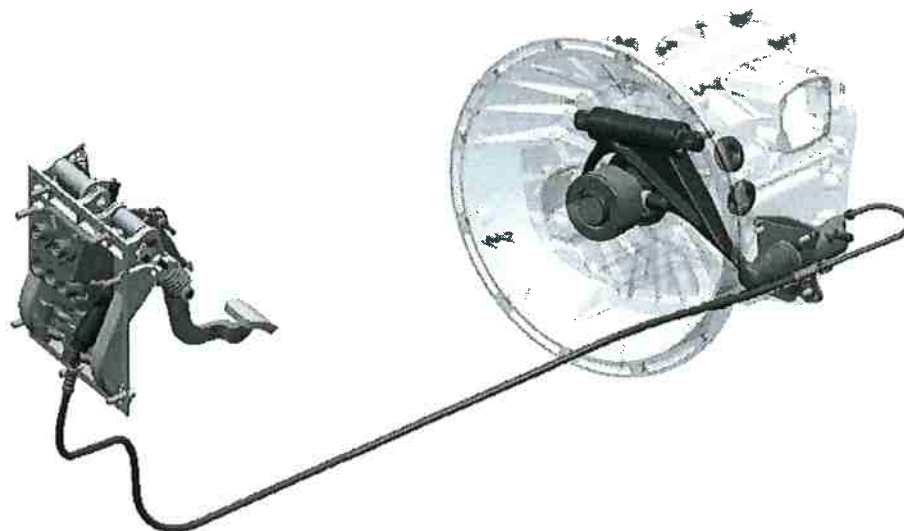


Figura 11: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento

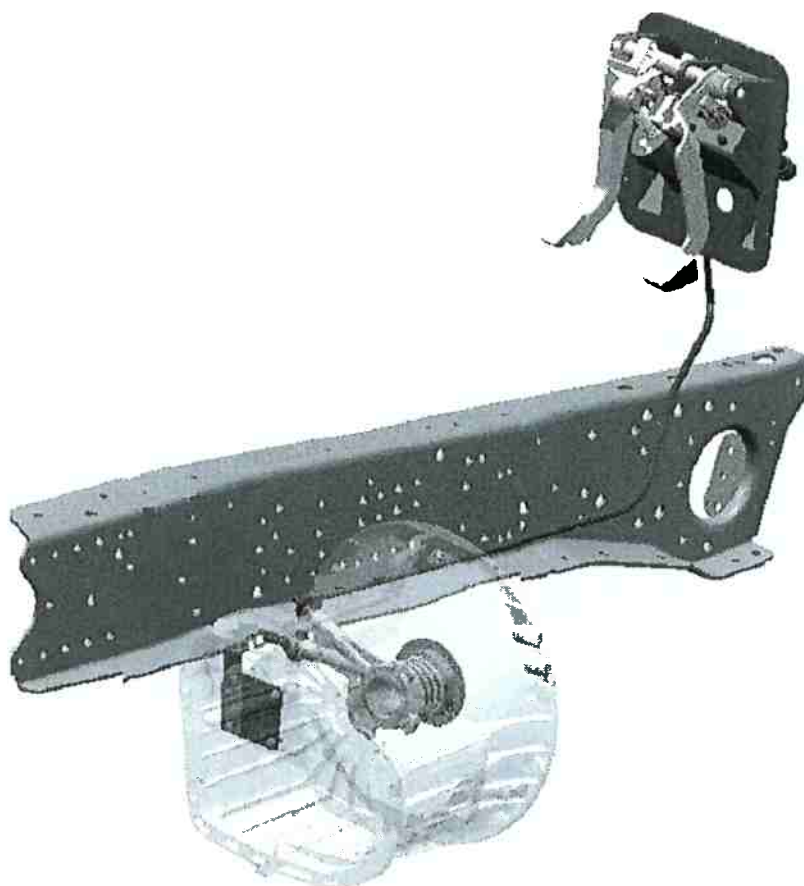


Figura 12: Acionamento hidráulico com CSC

Na Figura 11: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento, a presença de muitos componentes traz desvantagem em relação ao sistema contido na Figura 12: Acionamento hidráulico com CSC (“Concentric Slave Cylinder”) quanto a custo e possibilidade de perdas mecânicas. O sistema com garfo e rolamento tem a vantagem de ofertar mais opções para projeto, além de ter menor dificuldade e custo de manutenção, visto que, para tanto, não há necessidade de retirar o câmbio do veículo. O sistema com CSC traz outra desvantagem para a manutenção: quando ocorre falha, geralmente vazamento, devido ao fim da vida do componente, o fluido contamina platô e disco que devem, também, ser trocados. Este segue a mesma metodologia descrita anteriormente, mas possui menos possibilidades de variação no sistema.

Para sistemas de acionamento de veículos comerciais médios e pesados torna-se necessária a aplicação de sistemas com auxílio pneumático. Podem ser conforme Figura 13: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento e auxílio pneumático, onde o cilindro auxiliar hidráulico é substituído por um hidro-pneumático ou conforme Figura 14: Acionamento hidráulico com CSC e auxílio pneumático inserido à linha hidráulica, onde o primeiro trecho trabalha em baixa pressão e o segundo, após o amplificador, em alta. A comparação entre os dois sistemas é análoga àquela feita entre os sistemas hidráulicos.

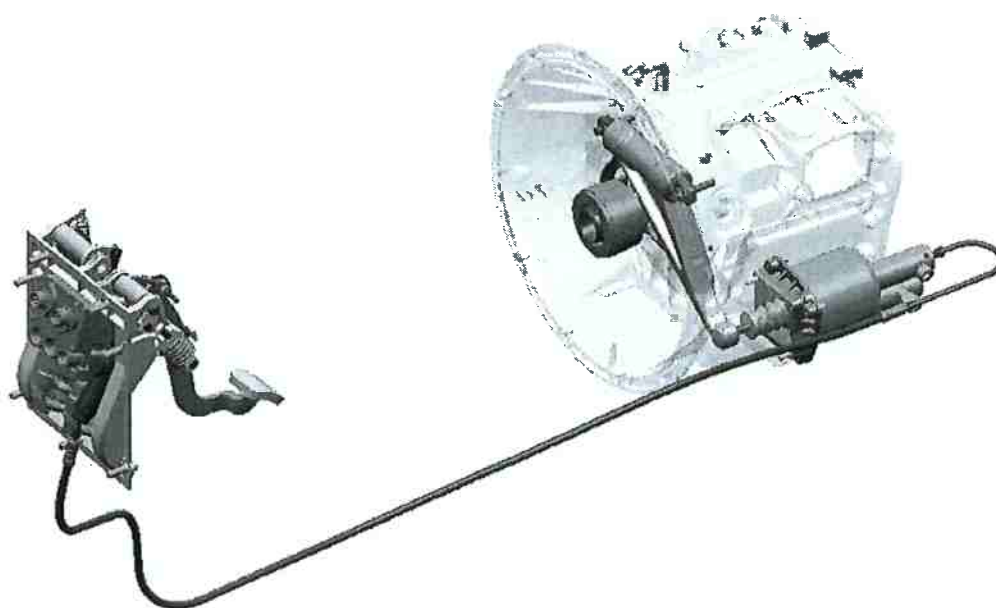


Figura 13: Acionamento hidráulico com garfo e rolamento e auxílio pneumático



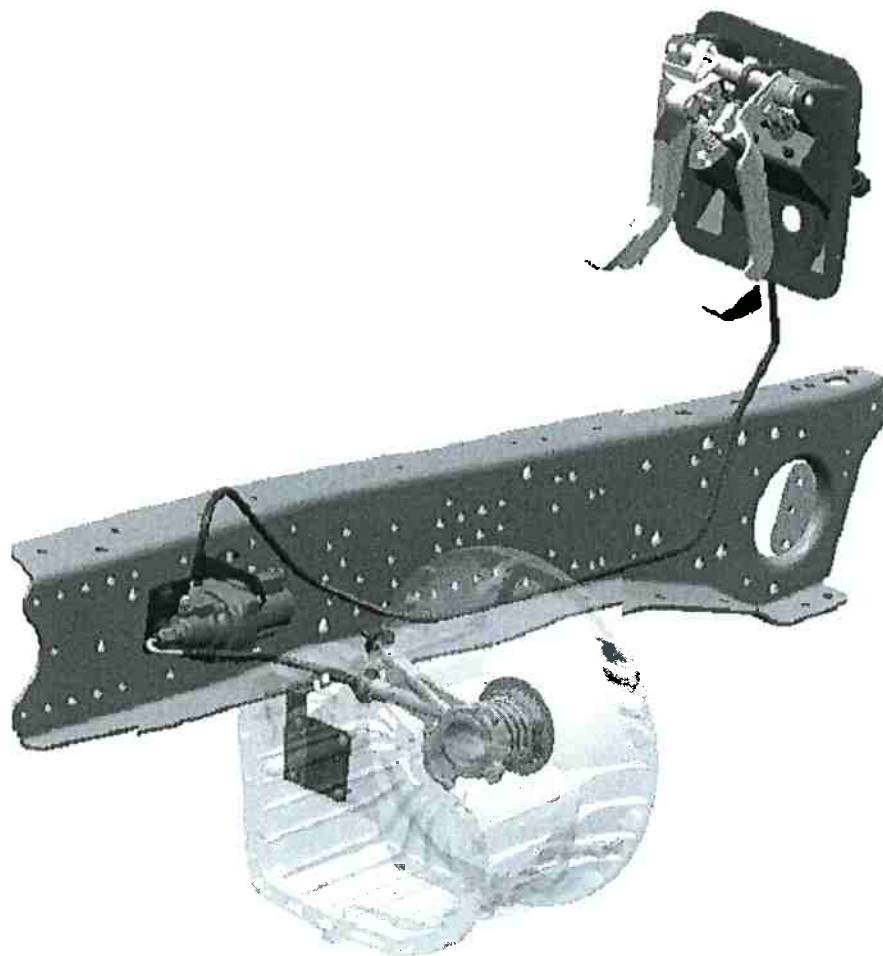


Figura 14: Acionamento hidráulico com CSC e auxílio pneumático

### 2.3. ENSAIOS

A realidade a qual os sistemas de acionamento de embreagem de veículos comerciais estão sujeitos nos dias de hoje é muito diferente daquela vivida há 10 anos atrás. Há cada vez mais trânsito, os veículos estão cada vez mais potentes, as legislações de emissão de gases forçam os fabricantes a gerar curvas de torque de motor cada vez mais desfavoráveis à embreagem, levando a um número ainda maior de trocas de marcha e níveis de energia antes não atingidos. Na aplicação lixo, por exemplo, o número de trocas chega a vinte e três por quilômetro em regiões de difícil acesso e com muitos trechos de terra.

A primeira verificação realizada é o teste de eficiência, onde o sistema de acionamento é reproduzido em bancada sem movimento rotacional com os componentes que serão montados no veículo (Figura 15).

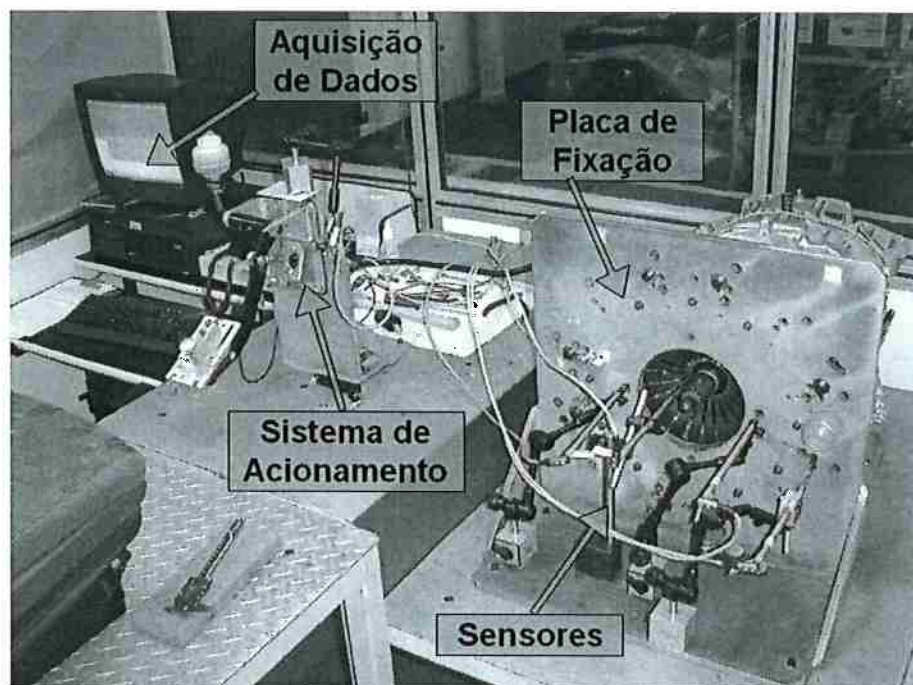


Figura 15: Bancada para teste de eficiência (DAIMLERCHRYSLER, 2006)

Nesta bancada são montados todos os componentes do sistema de acionamento (alavanca, suportes, cilindro mestre, tubulação, cilindro auxiliar, garfo, etc.) e o platô de embreagem com a carcaça de câmbio correspondente. Na Figura 15 observa-se a placa de fixação, onde são montados a carcaça de câmbio, com o garfo e o cilindro auxiliar, e o platô de embreagem. Na foto é possível observar a mola membrana do platô que está montado atrás da placa. Entre o platô e a placa são colocados calços que simulam a presença do disco. Estes são trocados para simular a condição de disco novo e disco usado. São montados sensores para medir curso de cilindro auxiliar, curso de rolamento, curso da placa de pressão (dois sensores), curso de cilindro mestre, pressão da linha hidráulica e uma célula de carga de pedal.

Na concepção anterior do teste, tratava-se de uma avaliação por tentativa e erro. Na maioria dos casos é possível comparar um novo sistema com um veículo já existente, mas sempre é necessário realizar alguma alteração (troca de componentes), pois as diferentes cargas de platô geram diferentes cursos de

acionamento. Mais adiante será discutido o método estudado para determinar com o mínimo de erro a correta combinação para o teste.

Este teste é realizado com peças controladas, ou seja, os componentes envolvidos são medidos de modo que seja certificado a sua compatibilidade com os desenhos especificados.

O objetivo do teste é determinar uma combinação de componentes disponíveis que seja capaz de proporcionar um acionamento de pedal leve e que seja capaz de acionar o platô de embreagem com o curso necessário. Este curso varia entre os tipos de platô, mas em sua maioria está entre 10 e 12 mm. O programa em Excel (máscara ilustrada na Figura 16) desenvolvido é bem confiável na determinação do curso de acionamento, mas tem algumas limitações quanto à determinação da curva pedal. A velocidade de acionamento tem grande influência neste parâmetro. Por isso, o teste de eficiência, até o momento, é indispensável para a determinação de um novo sistema de acionamento.

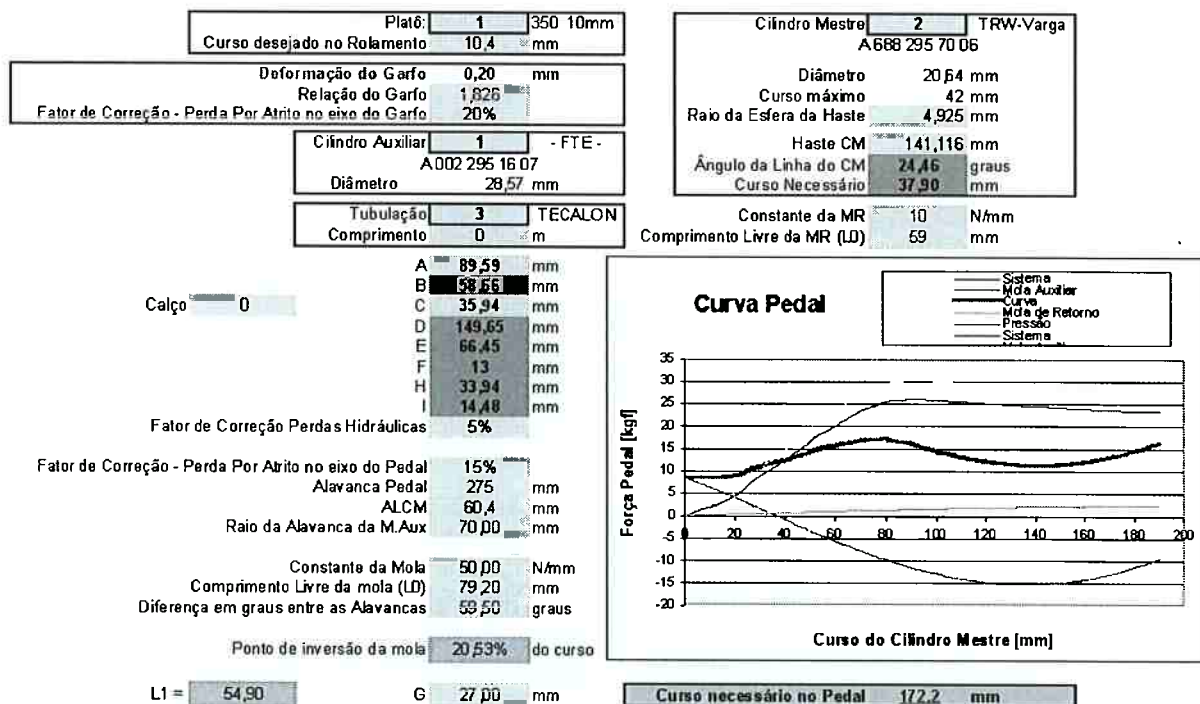


Figura 16: Planilha principal do programa desenvolvido em Excel (dados hipotéticos).

Após o teste de eficiência são realizados testes de durabilidade em bancada. Para sistemas somente hidráulicos, devido à variação da carga do platô durante a vida útil do disco, há uma variação na pressão de trabalho do sistema. Esta é da ordem de 13% quando se toma como exemplo um sistema novo a 24 bar e em final

de vida com 27 bar. Com base em dados de campo (DAIMLERCHRYSLER, 2006), um sistema em condições ruins de funcionamento (sujeira e falta de lubrificação) não excede a pressão de trabalho definida para os componentes do sistema hidráulico (40 bar). Não há, portanto, possibilidade conhecida de que esta pressão venha a exceder este valor.

Para este caso (sistema de acionamento hidráulico), um teste de durabilidade em bancada pode ser realizado com confiabilidade utilizando-se as pressões de trabalho definidas no projeto para a condição mais crítica (40 bar). Esta verificação simula a condição real e tem como objetivo avaliar a geometria da atuação, uniformidade de desgaste, estanqueidade devido ao desgaste dos componentes, perda de fluido devido à lubrificação dos cilindros com o próprio fluido de trabalho, além do comportamento das interferências entre coifa e haste e outros parâmetros avaliados no final do teste que, se conhecidos, não justificariam o mesmo. A bancada da Figura 17 conta com pistões pneumáticos que submetem o sistema à quantidade de ciclos necessária.

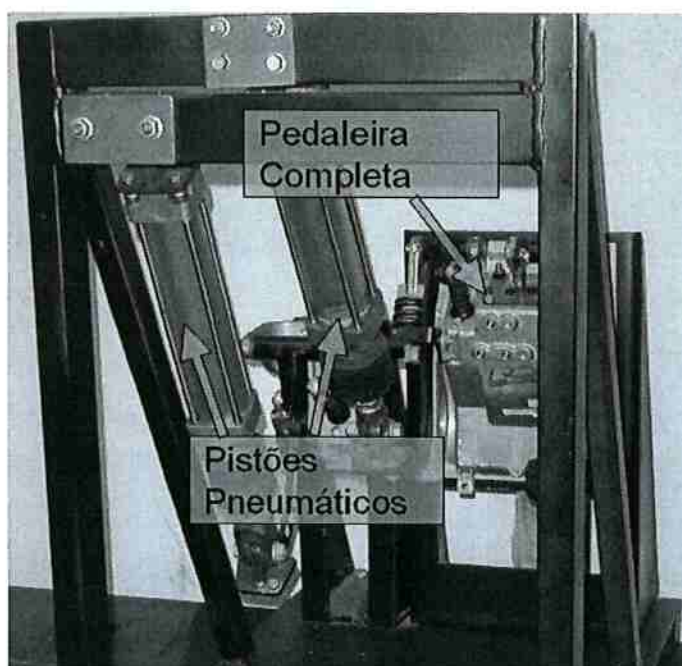


Figura 17: Bancada para teste de durabilidade (DAIMLERCHRYSLER, 2006)

Sistemas com auxílio pneumático têm um agravante. A pressão de trabalho da porção hidráulica é inferior a do primeiro sistema citado, mas perante condições normais de funcionamento. Se houver qualquer problema com o auxílio pneumático, o sistema é projetado para continuar funcionando, mas a pressão de trabalho pode

aumentar em até doze vezes. Por isso, componentes unificados, tais como cilindro mestre e tubulação de embreagem, devem passar por duas fases de testes de bancada: uma em baixa pressão (condição descrita anteriormente) e outra, com menor número de acionamentos, sob alta pressão. Por se tratar de uma condição crítica, tomando-se um exemplo conhecido, em condições normais, a porção hidráulica do sistema funcionaria a 10 bar de pressão, mas sem o auxílio pneumático, este mesmo acionamento funcionaria a 120 bar, com esforço de acionamento de pedal de 900 N. Condição esta que somente levaria o veículo até a oficina mais próxima.

O teste de durabilidade em bancada é realizado sob condições reais de funcionamento, tais como pressão, esforço e curso. Além disso podem ser realizados em atmosfera controlada em temperaturas que variam de trinta graus negativos a cento e vinte graus positivos (Figura 18). Aliado a estas condições, em uma câmara específica, é possível adicionar impurezas ao ambiente com partículas controladas para avaliar a capacidade de vedação. Os fabricantes de cilindros possuem este tipo de equipamento.



Figura 18: Câmaras quente e fria (DAIMLERCHRYSLER, 2006).

Além do teste de durabilidade em bancada, a verificação do esforço no batente superior do pedal sob condição de emergência, também é indispensável. Consiste em acionar o pedal de embreagem até o final do curso e soltar sem oferecer resistência. Esta é uma situação típica na operação do veículo realizada por condutores menos cuidadosos.

O objetivo deste teste é avaliar a quantidade de ciclos que o sistema suporta sob condição de emergência e medir o esforço no batente superior do pedal, ou do cilindro mestre. O conceito do cilindro mestre influencia diretamente neste teste. Existem dois tipos de cilindro: aqueles que possuem batentes internos e têm haste fixa em seu corpo e aqueles que possuem haste móvel e o batente superior deve ser externo. Na Figura 19 é possível observar os dois tipos.

O sistema deve ser capaz de absorver por volta de 100 ciclos sob condição de emergência. Se não for capaz, haverá colapso de algum componente do sistema. Se o cilindro tiver haste fixa, seu batente superior interno irá falhar. Se tiver haste móvel, o batente superior da pedaleira irá falhar.

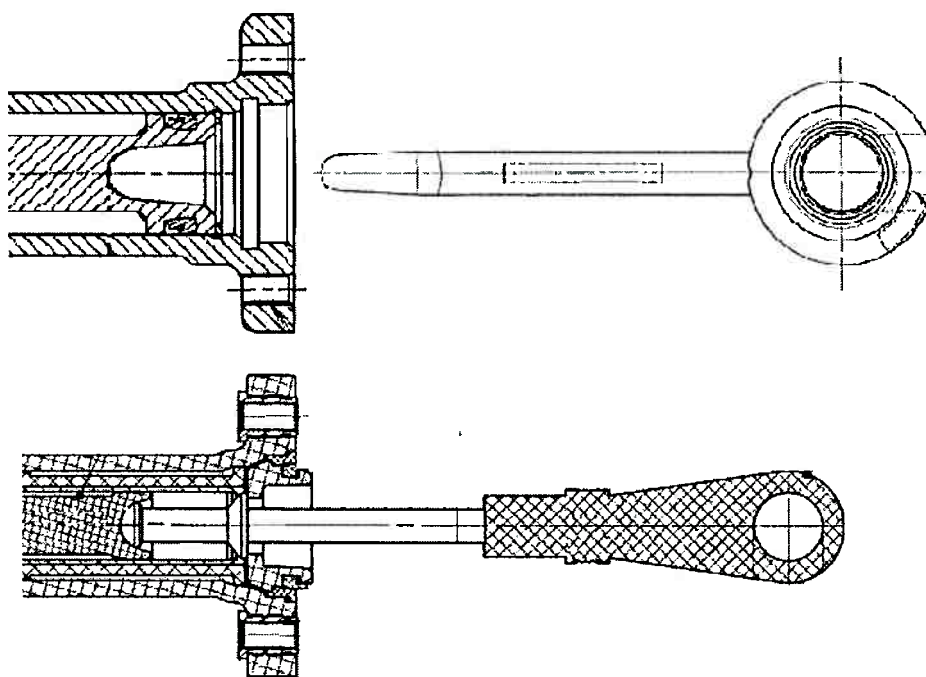


Figura 19: Tipos de haste de cilindros mestre

O teste mais confiável é a durabilidade em veículo que sujeita os componentes à condição real da aplicação. Apesar de desejado pelos engenheiros de desenvolvimento de produto devido à sua confiabilidade, este teste demanda muito tempo e está cada vez mais excluído dos cronogramas de projeto. O objetivo é que os cálculos e testes de bancada sejam cada vez mais confiáveis para acelerar os desenvolvimentos, mas a durabilidade em veículo ainda é indispensável para a maioria dos componentes.

Shaver (1997) descreve em sua obra alguns testes sugeridos para um sistema de acionamento. Testes em laboratório são projetados para simular o ambiente de operação do veículo e acelerar os efeitos do tempo nos componentes. Os testes são definidos pelos fabricantes de veículo em parceria com os fornecedores a fim de definir métodos e condições de teste. Freqüência de ciclagem, extremos de temperatura de operação, tipo e quantidade de contaminantes, severidade do teste, vibrações, limites de desgaste e forças envolvidas.

Há três grandes frentes de testes para o sistema de atuação completo ou seus componentes individualmente: testes mecânicos (durabilidade), metalúrgicos (análises de material) e metrologia (características dimensionais).

Testes de durabilidade em laboratório são os mais elementares em um projeto. São tipicamente testes de desgaste e fadiga que obedecem a condições específicas de temperatura, pressão, curso e esforço e devem durar até um limite especificado ou até a falha.

No desenvolvimento de embreagem há, inicialmente, o teste para definição dos componentes do acionamento, tema central deste trabalho, segundo Shaver (1997), denominado teste de eficiência (Figura 15). Este teste define cursos e esforços do pedal com base no curso e esforços do platô de embreagem. A definição em bancada, sem rotação de componentes é definida por Shaver como "stroke test" e a verificação em veículo, com rotação dos componentes é definida como "spin and stroke test". Existe uma diferença entre 5% e 10% entre o esforço de acionamento com o motor desligado e o motor ligado. Depende da rotação em que o motor está trabalhando. Ambos os testes são feitos com veículo parado, mas o esforço definido para o veículo é relativo à condição de veículo desligado, que é simulado no teste de eficiência.

As medições de curso e esforço são realizadas antes e depois dos testes de durabilidade para certificar que o sistema de atuação funcionou até o fim da vida útil dos componentes. As condições: "novo" e "usado" são simuladas no teste de eficiência, mas não considera o desgaste dos componentes internos ao platô de embreagem.

Os testes de vibração realizados em sistemas de acionamento são normalmente relacionados a ruídos e realizados antes e depois dos testes de durabilidade para efeito comparativo. Um deles, o mais usual, é a verificação de ruído de pedal. Com o veículo ligado, aciona-se o pedal de embreagem com

diferentes rotações do motor com o veículo parado. Parte da vibração do motor, é transmitida à linha hidráulica do sistema de acionamento e pode ser sentida em forma de vibração pedal ou em um ruído semelhante ao “coaxar de um sapo”. Se este ruído for subjetivamente perceptível, pode ser adicionado um amortecedor à linha hidráulica.

Há, ainda, os testes de perda de fluido. As perdas podem ocorrer em forma de lubrificação entre as interfaces das vedações motrizes ou mesmo vazamento. Este é definido como o fluido utilizado em excesso para lubrificação ou fluido perdido através de vedações não móveis ou conexões. A perda de fluido é monitorada durante testes de durabilidade e é importante para definição de reservatórios de fluidos. O teste consiste em abastecer o reservatório no início do teste e observar a quantidade que é consumida em função da quilometragem do veículo e número de acionamentos do sistema. A oficina deve ser orientada a não abastecer o reservatório. A verificação determina intervalo de troca e/ou abastecimento de fluido. O teste pode ser acelerado sob condições extremas de temperatura em banco de provas.



### 3. DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE EMBREAGEM

#### 3.1. METODOLOGIA DE TRABALHO

O método utilizado para determinar o sistema de acionamento é uma composição de procedimentos teóricos com verificações empíricas. O ponto de partida para a análise é o platô de embreagem. Item conhecido que não pode ser modificado.

Conforme indicado na Figura 20, com o curso do platô e a relação do garfo, é possível calcular o curso no cilindro auxiliar. Conhecidas as propriedades de deformação elástica do garfo, descrita no item 3.3. PERDAS ATRIBUÍDAS ÀS ALAVANCAS, uma segunda parcela de curso do cilindro auxiliar pode ser calculada. O somatório destas duas parcelas composto com o diâmetro do cilindro auxiliar resulta no volume deslocado devido ao curso.

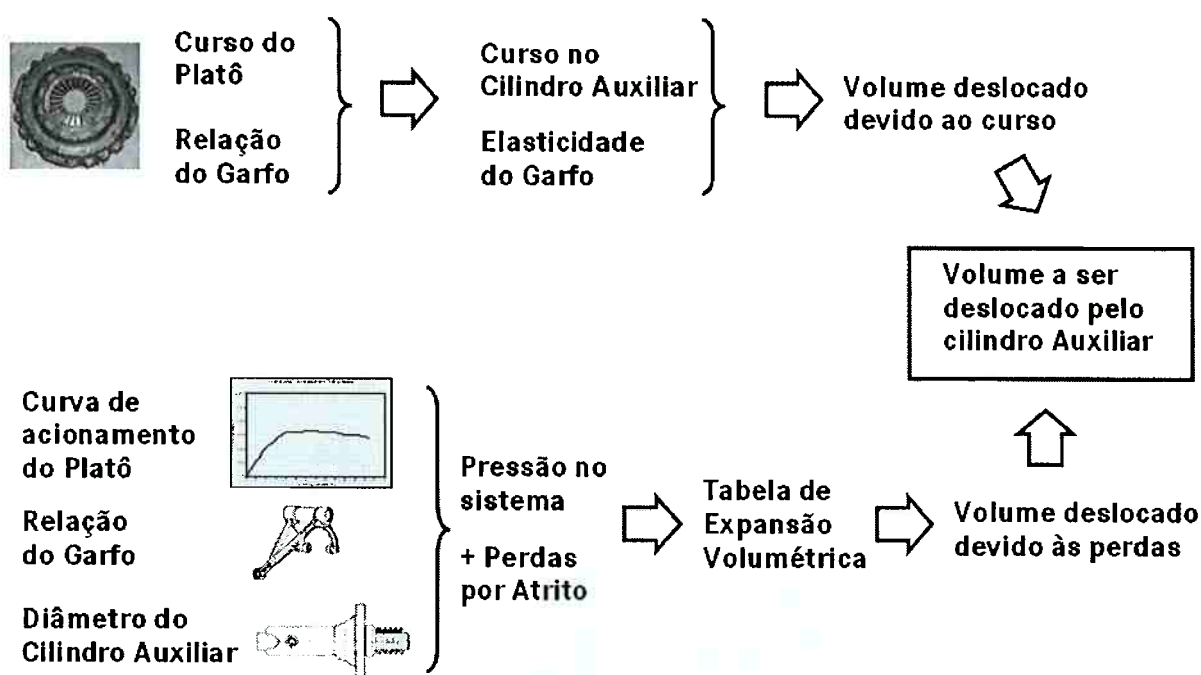


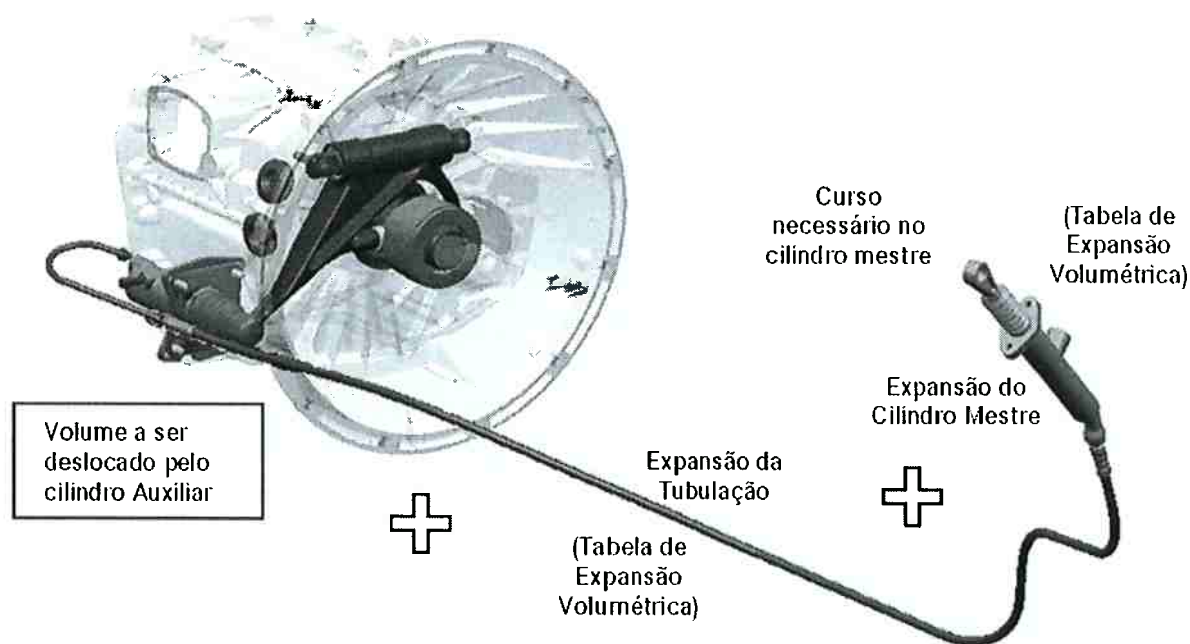
Figura 20: Determinação do volume deslocado no cilindro auxiliar

Partindo novamente do platô (curva de curso x esforço de acionamento) composta com a relação do garfo e o diâmetro do cilindro auxiliar, é possível traçar uma curva de pressão na linha hidráulica x curso do cilindro auxiliar. Esta curva também é traçada experimentalmente e os resultados são comparados de modo a

definir um fator de correção para o cálculo. A diferença entre as curvas (Gráfico 4) é atribuída à perda por atrito no eixo do garfo. A realização desta avaliação para vários sistemas determina empiricamente um fator de correção que será utilizado para corrigir a pressão de trabalho calculada. Utiliza-se a curva de pressão do sistema para determinar a expansão dos componentes internos do cilindro auxiliar. Esta expansão representa o volume deslocado devido às perdas.

A soma do volume deslocado devido ao curso com o volume deslocado devido às perdas, determina o volume que deverá ser deslocado pelo cilindro auxiliar para que o platô selecionado seja acionado com o curso desejado.

O volume do cilindro auxiliar somado ao volume deslocado pela tubulação e pelo cilindro mestre devido às suas expansões (3.3. PERDAS ATRIBUÍDAS ÀS ALAVANCAS), resulta no volume total a ser deslocado pelo sistema. Com este dado e o diâmetro do cilindro mestre, é possível determinar qual será o curso necessário, conforme indicado na Figura 21.



**Figura 21: Determinação do curso de acionamento do cilindro mestre**

Os cálculos referentes às presentes considerações gerais estão detalhados no item 3.5. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO.

### 3.2. HIPÓTESES

O procedimento descrito está detalhado nos sub-itens deste capítulo. Antes de iniciar o detalhamento, é interessante a assumir algumas hipóteses:

- Os componentes que serão montados no veículo atendem às tolerâncias de projeto;
- Os esforços calculados consideram velocidade de acionamento do pedal de embreagem tendendo à zero;
- A perda de carga na tubulação não é considerada;
- A lubrificação correta na articulação do garfo de embreagem é mantida durante toda a vida útil do componente;
- O aumento de esforço de acionamento do platô de embreagem, devido ao desgaste de seus componentes internos, não é considerada.

### 3.3. PERDAS ATRIBUÍDAS ÀS ALAVANCAS

As alavancas de um sistema de acionamento são: Pedal e Garfo. Se a placa de pressão do platô também for considerada como acionamento, a alavanca da mola membrana também faz parte desta lista, mas, normalmente, não participa do cálculo.

Para um cálculo com o mínimo de erros, é necessário considerar as perdas de todos os componentes envolvidos, conhecê-las previamente através de ensaios ou cálculos ou, até mesmo, avaliar quais podem ser desprezadas. A Figura 22 ilustra algumas variantes de alavanca pedal disponíveis.

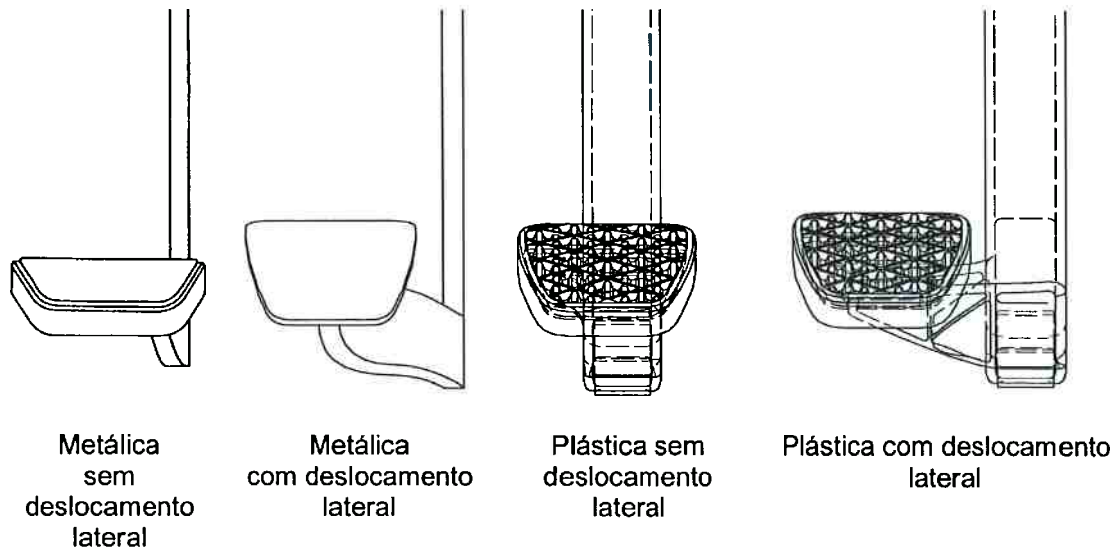


Figura 22: Variantes de alavanca pedal

Os pedais sem deslocamento lateral têm perda em curso desprezível para o cálculo de acionamento. Sobre aquelas com deslocamento lateral pode-se dizer que a injetada tem muito pouca perda e pode ser desconsiderada. Já a alavanca com deslocamento lateral metálica tem perda significativa, mas, ainda assim é pequena. Está na ordem de 2% do curso útil do pedal.

Existem quatro grupos de pedaleira. As alavancas de pedal são confeccionadas em chapa de aço estampadas e soldadas ou injetada em plástico, e seus cavaletes de fixação são de alumínio injetado.

A pedaleira do tipo único com fixação na parede frontal é utilizada em veículos com o motor situado a frente da cabina. Esta pode, também, ser fixada a uma estrutura intermediária que incorpora o pedal de freio e é fixada à parede frontal. Entende-se por Parede frontal, a estrutura da cabina que comporta estes componentes. Este tipo de pedaleira comporta pedal com três alavancas de acionamento: alavanca principal, alavanca de acionamento do cilindro mestre e alavanca da mola auxiliadora. Possui grande gama de regulagens tornando possível atender facilmente às condições de contorno do sistema, mas tem como desvantagens a dificuldade de controle seriado, custo elevado devido grande número de componentes e problemas com tolerância devido aos componentes soldados.

A pedaleira do tipo conjugada com pedal de freio, estampada e com fixação na parede frontal é utilizado em veículos do tipo cabina avançada e ônibus. São geralmente compostos por duas alavancas de acionamento sendo elas: alavanca

principal e alavanca de acionamento do cilindro mestre, neste caso a mola auxiliadora fica apoiada entre uma haste fixada na alavanca principal, e um suporte no próprio cavalete. É facilmente regulável devido à simplicidade de seus componentes e facilita a montagem seriada no veículo, pois tem o pedal de freio incorporado à sua estrutura, mas também apresenta problemas de tolerância devido aos componentes soldados.

A pedaleira do tipo conjugada com pedal de freio, injetada em plástico e com fixação na parede frontal é utilizado em veículos do tipo cabina avançada. São compostos por uma única alavanca de acionamento injetada em plástico com alojamentos para fixação da haste de acionamento do cilindro mestre e mola auxiliar. É, também, facilmente regulável devido à simplicidade de seus componentes, facilita a montagem seriada, pois o pedal de freio também é incorporado à sua estrutura, não apresenta problemas de tolerância por se tratar de uma peça injetada, mas tem um custo muito alto.

A pedaleira conjugada com pedal de freio e com fixação sob o piso do veículo é pouco utilizada. Alguns ônibus ainda utilizam este tipo de pedal. São compostos por duas alavancas de acionamento sendo elas: alavanca principal e alavanca de acionamento do cilindro mestre. Neste caso não é montada mola auxiliadora e somente uma mola de tração, responsável em auxiliar o retorno do pedal uma vez que todos seus componentes são extremamente longos e pesados. Esta estrutura facilita a montagem seriada, mas tem custo elevado, dificuldades para regulagens, dificuldades de manutenção devido à posição de trabalho e a riscos de acidentes.

O garfo de acionamento também apresenta perdas em curso. Na Figura 23, é possível observar o teste de elasticidade do garfo, realizado para avaliar a perda em curso causada por este componente. Neste teste, o rolamento da embreagem, é travado com um dispositivo. Nesta condição, aplica-se força, equivalente à faixa de trabalho, à outra extremidade do garfo e o curso é medido. Esta informação é utilizada no cálculo do curso, descrito no item VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO.

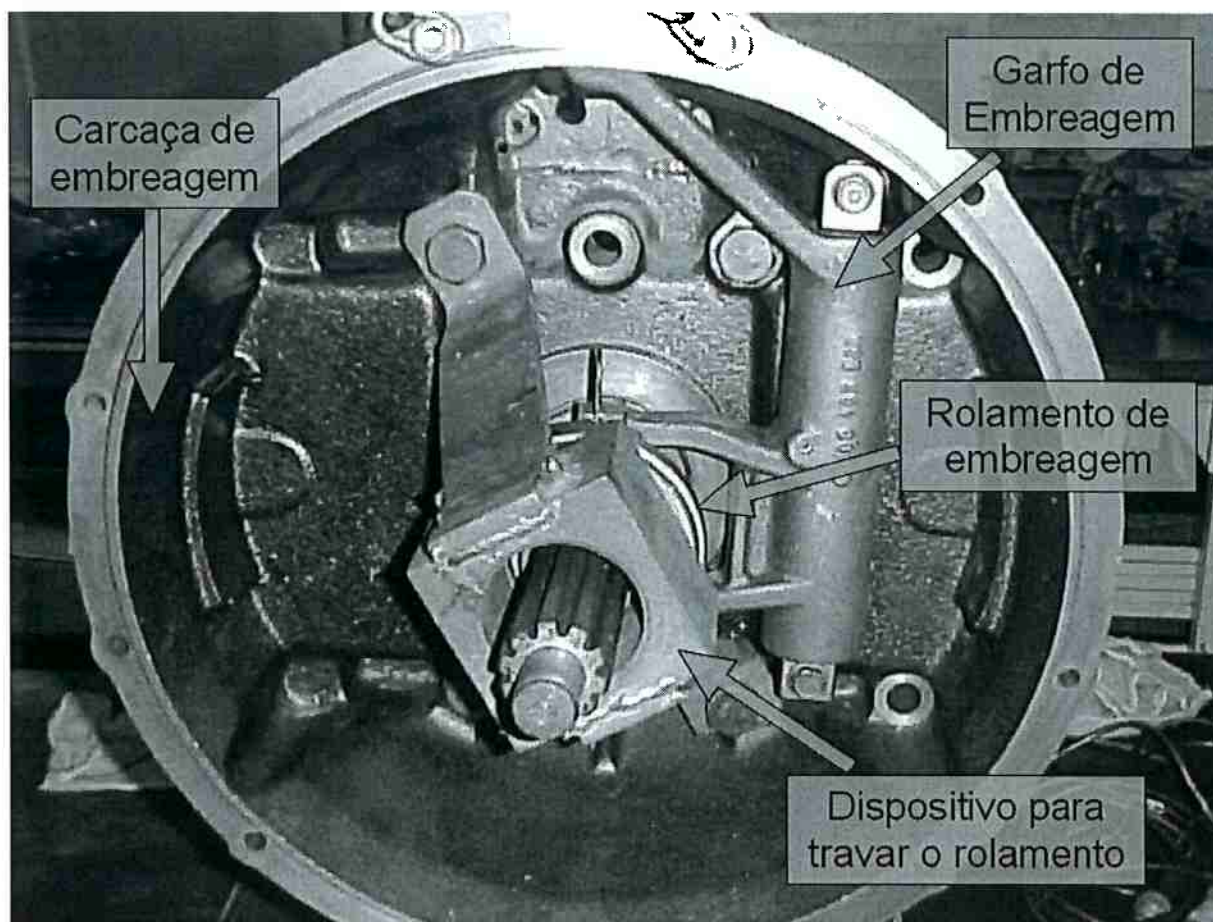


Figura 23: Garfo e rolamento travados – Verificação de elasticidade (DAIMLERCHRYSLER, 2006)

Outra perda que deve ser considerada é aquela por atrito no eixo do garfo e do pedal de embreagem (Figura 24). Através de verificações empíricas é possível estimar as perdas relativas a esforço de acionamento comparando o valor calculado com o valor medido.

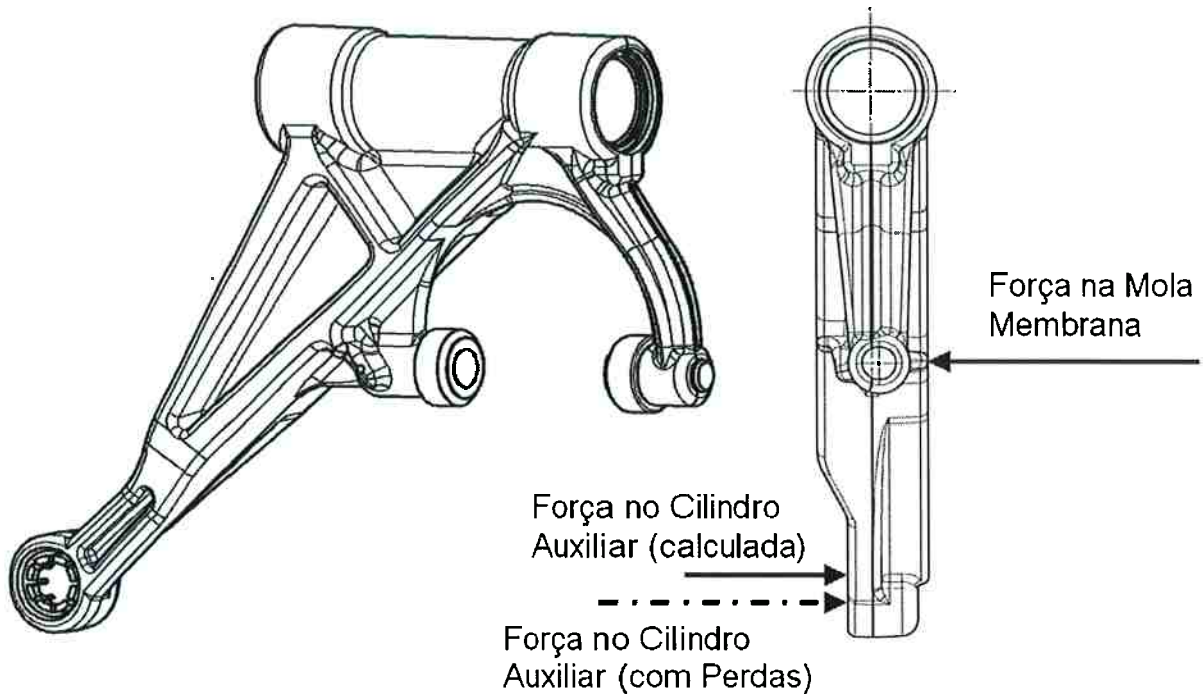


Figura 24: Perda no garfo devido ao atrito

No Gráfico 4 é possível determinar a perda imposta pelo garfo de acionamento de embreagem comparando as pressões no cilindro auxiliar calculada e medida. Para efeitos de cálculo de esforço de acionamento, deve-se considerar a perda por volta de 15% e 20%. A perda no eixo da alavanca de acionamento (pedal de embreagem) é verificada da mesma maneira, mas, ao invés da pressão, são medidas e calculadas forças de acionamento. Neste componente, considera-se a perda entre 10% e 15%, visto que utiliza rolamento de rolos ao invés de bucha, como é o caso do garfo. As porcentagens citadas ratam-se do fator de correção inserido na planinha em Excel utilizado para o cálculo da curva pedal.

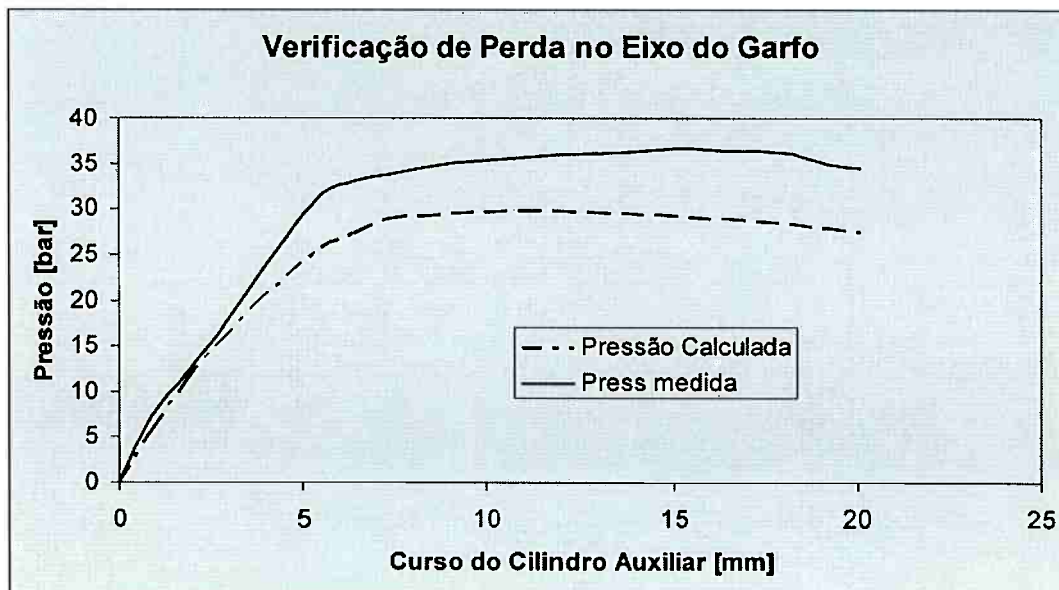


Gráfico 4: Perda em esforço devido ao atrito no eixo do garfo

A aplicação de articulação do garfo com rolamentos poderia minimizar a perda neste componente, mas por se tratar de um item unificado, a alteração não poderia ser justificada pelo benefício que traria. O garfo em questão é aplicado, em sua maioria, em sistemas hidropneumáticos, onde a perda não é significativa.

### 3.4. PERDAS ATRIBUÍDAS À LINHA HIDRÁULICA

A perda na linha hidráulica é atribuída à expansão dos componentes e tem impacto direto na determinação do curso de acionamento. Sua determinação também é empírica, mas exige ensaio mais detalhado.

Uma observação importante quanto às perdas no sistema de acionamento é a pressão de trabalho. Esta está diretamente ligada com a carga to platô e com o diâmetro do cilindro auxiliar. Como este pode ser alterado no projeto, é aconselhável optar por diâmetros maiores. O esforço de acionamento não deve ser alterado, visto que, o diâmetro do cilindro mestre também deve ser aumentado de modo a manter a relação hidráulica constante.



Na Figura 26 observa-se o dispositivo criado para fazer testes de expansão volumétrica. As perdas são sempre expressadas em curvas de pressão x volume deslocado. Todos os componentes disponíveis são submetidos às verificações e os dados são utilizados para cálculos posteriores. Alguns exemplos estão ilustrados na Figura 25.

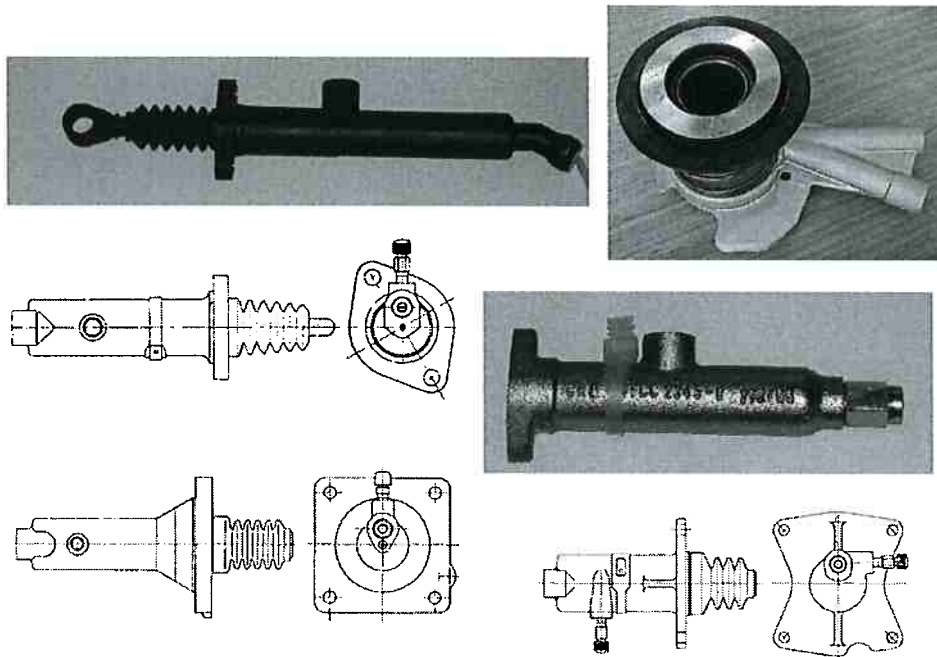


Figura 25: Variantes de componentes para sistema hidráulico



Figura 26: Bancada para verificação de perdas na linha hidráulica

A Figura 27 representa esquematicamente o sistema utilizado para as verificações. O objetivo do teste é verificar quais são as perdas dos componentes devido à expansão volumétrica gerando curvas de pressão x volume deslocado em cada componente.

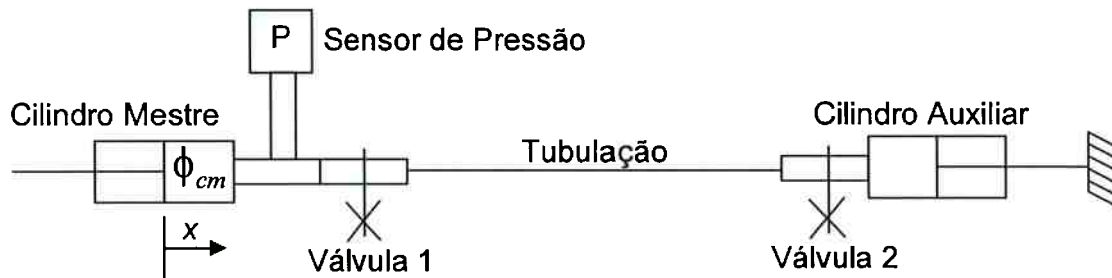


Figura 27: Representação da bancada de perdas hidráulicas

A primeira etapa é preencher o circuito com fluido de modo que não restem bolhas de ar que possam levar à expansão excessiva.

Feito isso, a válvula um é fechada e aplica-se deslocamento no cilindro mestre até que o sensor de pressão indique valores equivalentes à máxima pressão de trabalho (40 bar):

$$V_{cm} = \frac{\pi * \phi^2}{4} * x \quad (1)$$

Em que:

$V_{cm}$  = perda em volume;

$\phi$  = diâmetro do CM;

$x$  = curso medido.

O segundo passo é repetir o procedimento, mas com a válvula um aberta e a dois fechada:

$$V_{cm + tub} = \frac{\pi * \phi^2}{4} * x \quad (2)$$

Em que:

$tub$  = tubulação

$V_{cm+tub}$  = perda em volume do CM somado à perda da tubulação.

Analogamente, o procedimento deve ser repetido com as duas válvulas abertas, obtendo-se:

$$V_{cm+tub} + V_{aux} = \frac{\pi * \phi^2}{4} * x \quad (3)$$

Em que:

$V_{cm+tub} + V_{aux}$  = perda em volume dos cilindros mestre e auxiliar e da tubulação.

Após a coleta dos dados conforme descrito, obtêm-se três tabelas que relacionam:

- 1 - Pressão x volume deslocado no cilindro mestre
- 2 - Pressão x volume deslocado no cilindro mestre + tubulação
- 3 - Pressão x volume deslocado no cilindro mestre + tubulação + cilindro auxiliar

Pelo fato de o objetivo do teste ser a determinação da expansão volumétrica de cada componente, uma planilha em Excel é criada para buscar os valores de expansão ponto a ponto nas três tabelas encontradas. A Figura 28 ilustra o processo de criação da tabela.

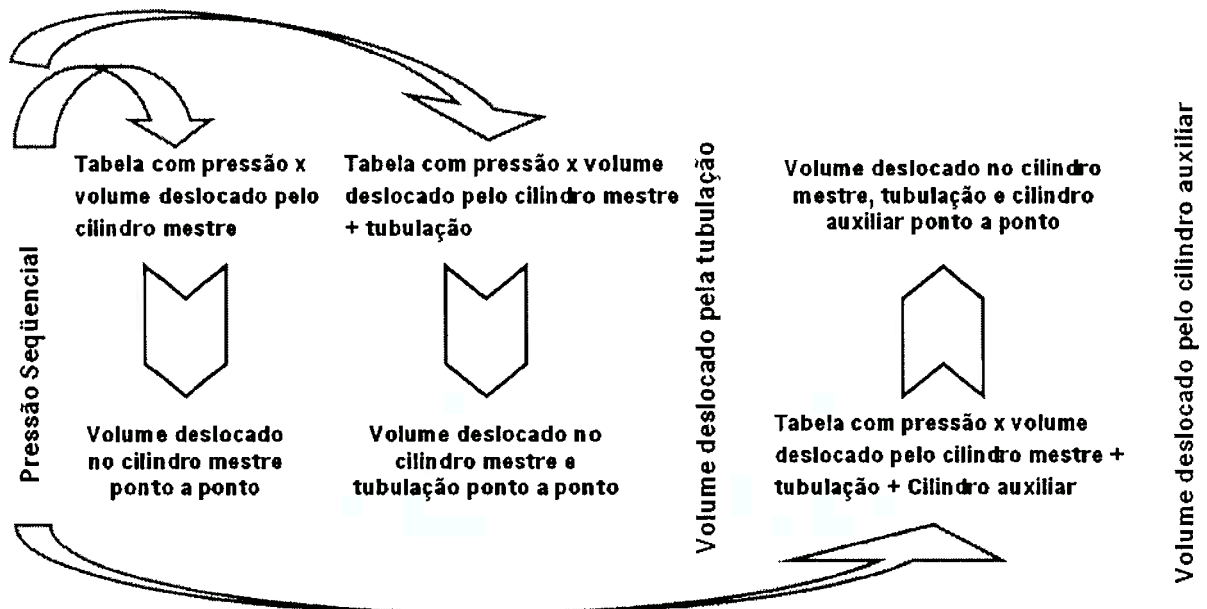


Figura 28: Determinação da tabela de expansão volumétrica

A planilha criada contém uma coluna com pressões seqüenciais (coluna 1 da Tabela 2) variando em intervalos de 0,01 bar de zero a quarenta bar. Para cada

ponto, a planilha localiza o volume deslocado correspondente nas primeiras três primeiras planilhas obtidas com as medições (colunas 2, 3 e 5 da Tabela 2). O volume deslocado pelo cilindro mestre é obtido diretamente. O volume deslocado pela tubulação é o resultado da subtração entre as colunas 3 e 2 da Tabela 2. O volume deslocado pelo cilindro auxiliar é o resultado da subtração entre as colunas 5 e 3 da Tabela 2.

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Pressão Sequencial	Volume Deslocado Cilindro Mestre	Volume Deslocado CM + Tub.	Volume Deslocado TUBULAÇÃO	Volume Deslocado CM + Tub. + AUX	Volume Deslocado AUXILIAR
	(medido)	(medido)	(calculado)	(medido)	(calculado)
[bar]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> /m]	[mm <sup>3</sup> ]	[mm <sup>3</sup> ]
5,54	651,91	1456,82	804,91	2108,73	752,73
5,55	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,56	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,57	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,58	700,00	1456,82	756,82	2156,81	800,82
5,59	695,82	1460,99	765,17	2156,81	796,64
5,6	695,82	1460,99	765,17	2156,81	796,64
5,61	695,82	1460,99	765,17	2156,81	796,64

Tabela 2: Expansão volumétrica

Esta tabela é utilizada para fornecer dados para o cálculo de curso do cilindro mestre descrito no item 3.5. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO.

### 3.5. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO

O ponto de partida para qualquer verificação é o dado conhecido. Portanto, o estudo é iniciado com base no curso de acionamento desejado no platô. Este parâmetro é especificado em desenho e seus limites inferiores e superiores variam de 10 mm a 12 mm e de 12 mm a 14mm respectivamente. O Platô utilizado neste

estudo exige curso de 10 mm a 12 mm. Para evitar problemas com a tolerância do sistema adota-se 11 mm como objetivo para o cálculo.

A determinação correta do curso de acionamento do platô é fundamental para a durabilidade dos componentes envolvidos. Se o curso atingido for insuficiente, haverá arranhamento de marchas e os sincronizadores do câmbio sofrerão desgaste excessivo. Se o curso for maior do que o especificado, prejudicará a durabilidade da mola membrana do platô de embreagem.

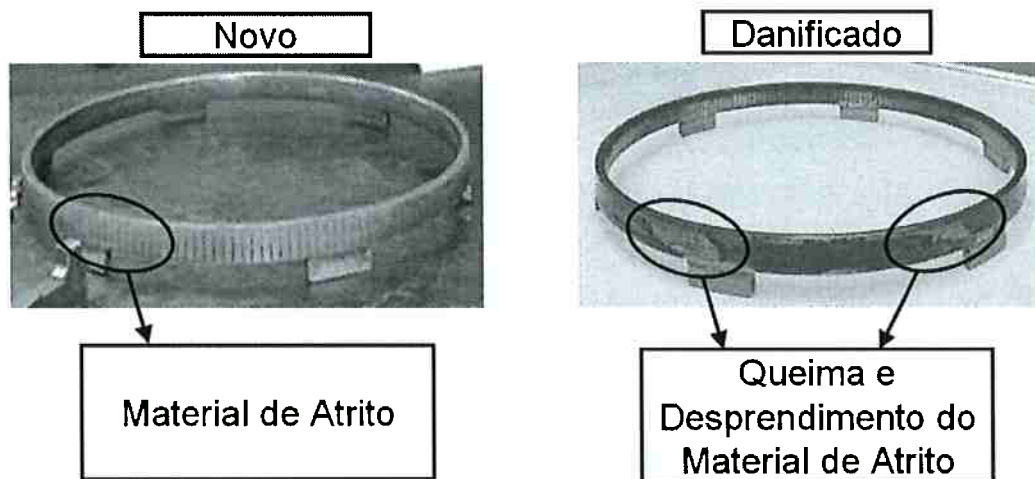


Figura 29: Efeito da falta de curso de embreagem nos sincronizadores do câmbio

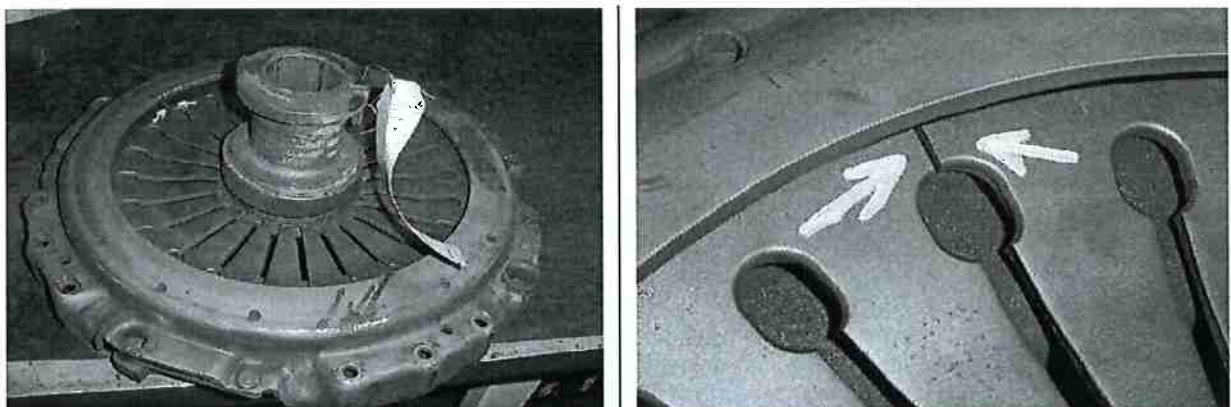


Figura 30: Quebra de mola membrana devido ao excesso de curso (DAIMLERCHRYSLER,2006)

Um princípio básico da mecânica ilustrado na Figura 31 indica que para minimizar a força de acionamento do pedal da embreagem, é desejável que o curso seja máximo. Portanto, durante o cálculo procura-se atingir o curso máximo disponível pelo cilindro mestre utilizado.

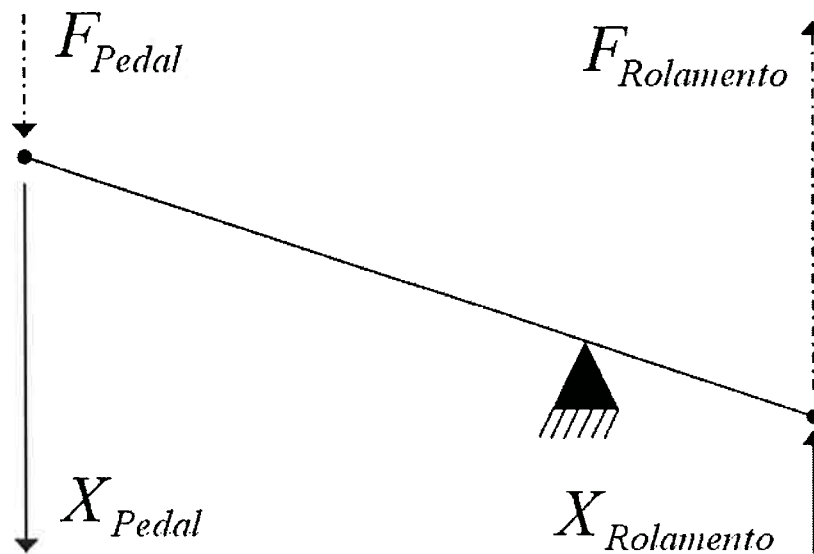


Figura 31: Relação total

Com os objetivos definidos, é necessário estipular quais serão os componentes utilizados. Para tanto, existem duas possibilidades. Testar as combinações até que seja conseguido um valor ou utilizar um sistema semelhante e conhecido como base para cálculo.

Todo o cálculo de curso de acionamento tem como base o volume deslocado, portanto, com a relação do garfo é possível determinar o volume de fluido deslocado no cilindro auxiliar sem considerar as perdas.

$$C_{Aux} = C_{Rol} * R_{Gar} \quad (4)$$

Em que:

$C_{Aux}$  = curso do cilindro auxiliar;

$C_{Rol}$  = curso desejado no rolamento;

$R_{Gar}$  = relação do garfo.

$$VD_{Aux} = \frac{\pi * D_{Aux}^2}{4} * C_{Aux} \quad (5)$$

Em que:

$VD_{Aux}$  = volume deslocado no cilindro auxiliar

$D_{Aux}$  = diâmetro do cilindro auxiliar.

As perdas atribuídas à linha hidráulica (item 3.4.) são indispensáveis para a verificação do curso de acionamento, mas, pra tanto, é necessário determinar a pressão.

$$P = \frac{4 * F_{Rol}}{\pi * R_{Gar} * D_{Aux}^2} \quad (6)$$

Em que:

$P$  = pressão na linha hidráulica;

$F_{Rol}$  = força no rolamento.

A curva de força de acionamento do platô é o dado suficiente para determinar a pressão do sistema durante o acionamento. Para cada intervalo ilustrado na “Tabela 2: Expansão volumétrica” será calculado um volume deslocado no cilindro mestre. Este volume é determinado pela equação:

$$VD_{CM} = VD_{Aux} + EV_{Aux} + EV_{CM} + EV_{Tub} * L_{Tub} \quad (7)$$

Em que:

$VD_{CM}$  = volume deslocado no cilindro mestre (calculado);

$EV_{Aux}$  = expansão volumétrica do cilindro auxiliar (medido em função da pressão – Item 3.4. PERDAS ATRIBUÍDAS À LINHA HIDRÁULICA);

$EV_{CM}$  = expansão volumétrica do cilindro mestre (medido em função da pressão – Item 3.4. PERDAS ATRIBUÍDAS À LINHA HIDRÁULICA);

$EV_{Tub}$  = expansão volumétrica da tubulação em  $\text{mm}^3/\text{m}$  (medido em função da pressão – Item 3.4. PERDAS ATRIBUÍDAS À LINHA HIDRÁULICA);

$L_{Tub}$  = comprimento da tubulação (visto que a expansão é medida por metro de tubulação).

Com  $VD_{CM}$ , calcula-se:

$$C_{CM} = \frac{4 * VD_{CM}}{\pi * D_{CM}^2} \quad (8)$$

Em que:

$C_{CM}$  = curso do cilindro mestre;

$D_{CM}$  = diâmetro do cilindro mestre.

No Gráfico 5 observa-se a eficácia do cálculo com base no procedimento descrito.

#### Curso do Cilindro Mestre x Curso do Rolamento

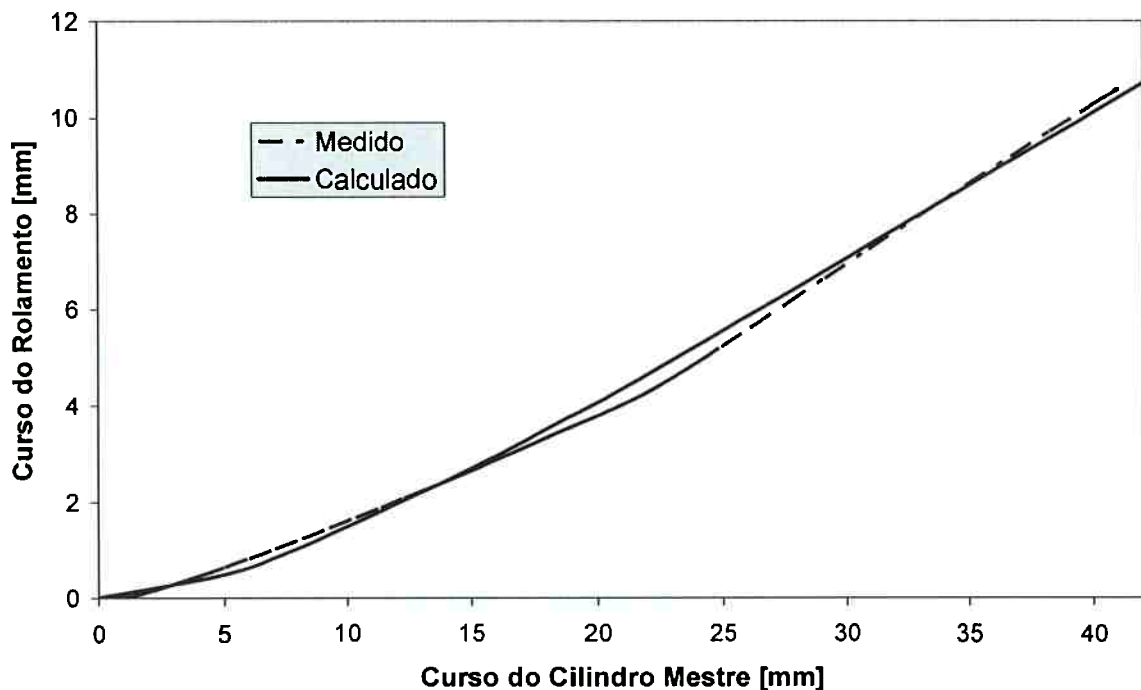


Gráfico 5: Curso do cilindro mestre x rolamento – Comparativo entre medição e cálculo

O erro envolvido em todo o cálculo do sistema de acionamento é difícil de ser mensurado devido à grande influência da velocidade de acionamento do pedal de embreagem. Esta dificuldade é acentuada com base nas hipóteses definidas no início deste capítulo. O erro para o curso de acionamento é aceitável e confiável,



mas pode ser minimizado com o refinamento da curva de acionamento do platô que, até então, é obtida com a medição de esforço de acionamento em cada milímetro do curso. Ao aumentar a frequência desta medição, a curva será mais precisa.

### 3.6. PRÉ - CARGA NO ROLAMENTO

O presente dimensionamento ilustra um dos cuidados para que o sistema de acionamento atue corretamente proporcione maior durabilidade ao sistema.

O rolamento da embreagem está sujeito a forças axiais e é responsável pelo acionamento da mola membrana do platô. Para o melhor funcionamento e durabilidade, o rolamento não pode ter folga axial nem, tampouco, carga excessiva. Isto pode ocasionar ruído, perda de lubrificação, desgaste da pista do rolamento e dos dedos da mola membrana (Figura 32) podendo ocasionar danificação do disco de embreagem.



Figura 32: Problemas relacionados à pré-carga no rolamento de embreagem

A pré-carga no rolamento deve ser, segundo o fabricante, próxima de 100N. É determinada com base na posição de montagem do cilindro auxiliar. Há uma mola interna a este componente cuja curva é ilustrada na Figura 33. A posição de montagem deve coincidir idealmente com o ponto ilustrado na Figura 33, mas nem sempre é possível. No item 3.7. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR, as tolerâncias envolvidas com o sistema são descritas e o ponto de montagem pode ser melhor compreendido.

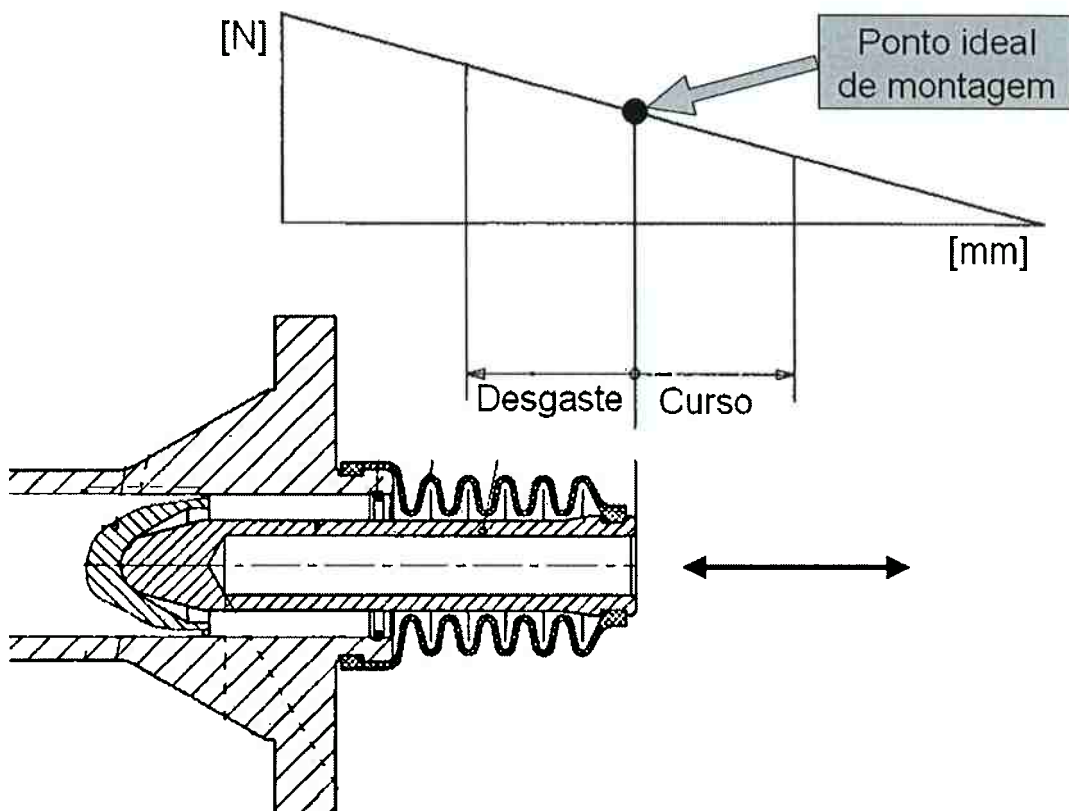


Figura 33: Curva da mola do cilindro auxiliar

A força no cilindro auxiliar na posição de montagem multiplicada pela relação do garfo de embreagem, determina a pré-carga no rolamento. Na Figura 33, a denominação "curso" refere-se ao deslocamento de funcionamento do cilindro, ou seja, correspondente ao acionamento do pedal de embreagem. A porção definida como desgaste, corresponde ao deslocamento axial da mola membrana do platô ilustrado na Figura 36. Estas duas porções de curso são superiores àquelas realmente necessárias, pois precisam suportar as tolerâncias de projeto, destacadas no item 3.7. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR.

Para acionamento do tipo CSC (Figura 34), a posição de montagem proporciona curso na mola do componente capaz de gerar força suficiente para a pré-carga do rolamento.

Para ambos os casos, a posição de montagem deve coincidir idealmente com os pontos ilustrados na Figura 33 e Figura 35 do item 3.7. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR. No caso de não coincidirem, é necessário avaliar se a carga está dentro conforme orientação do fornecedor (100N). Como última opção, é possível alterar a constante da mola interna do cilindro auxiliar.

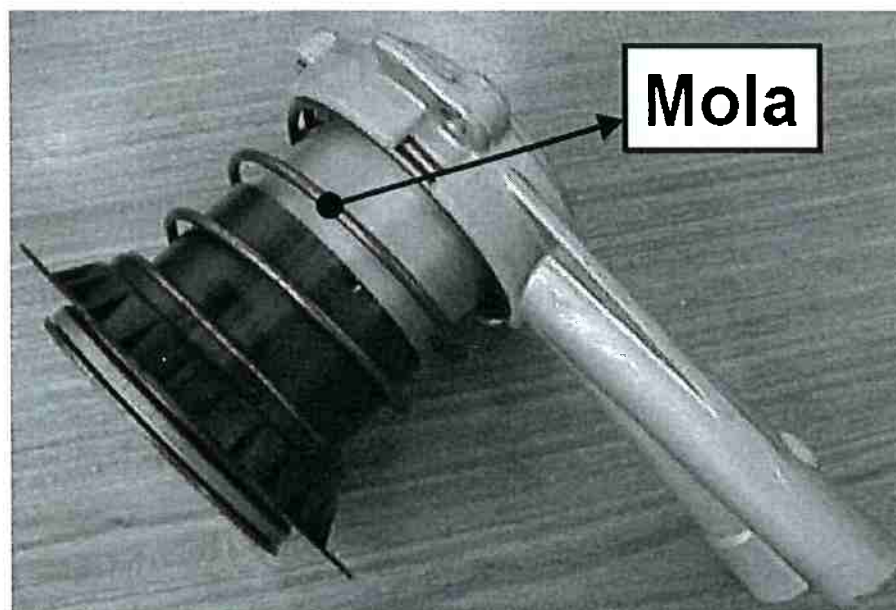


Figura 34: Mola do CSC para pré-carga de rolamento

### 3.7. CURSO NO CILINDRO AUXILIAR

O presente dimensionamento ilustra o cuidado que deve ser tomado com o curso do cilindro auxiliar, de modo que o sistema de acionamento atue corretamente até o fim da vida de seus componentes.

Determinada a pré-carga no rolamento torna-se necessária verificação de curso útil do cilindro auxiliar. Conforme visto a especificação do cilindro determina um curso de desgaste e outro de atuação, mas, conforme citado, estes são maiores do que o necessário.

Na presente discussão, a avaliação certifica que o sistema funcionará até o fim da vida útil dos componentes independentemente das tolerâncias envolvidas e se o cilindro auxiliar especificado é adequado para o conjunto do sistema de embreagem.

Em uma análise simples poderia se dizer que o curso necessário para o cilindro auxiliar seria o curso do rolamento multiplicado pela relação do garfo, mas muitos outros parâmetros estão envolvidos. O curso do cilindro auxiliar não é simplesmente o produto do curso do rolamento pela relação do garfo. O acionamento deve agir durante toda a vida útil dos componentes do sistema de embreagem. Esta análise não está contida no modelo em Excel desenvolvido neste trabalho. Trata-se de uma verificação prévia que é independente da determinação de curso e geometria de pedal de embreagem.

O exemplo contido na Figura 35 contém dados hipotéticos que ilustram a movimentação axial do mancal e rolamento da embreagem para o máximo de tolerâncias e desgaste dos componentes.

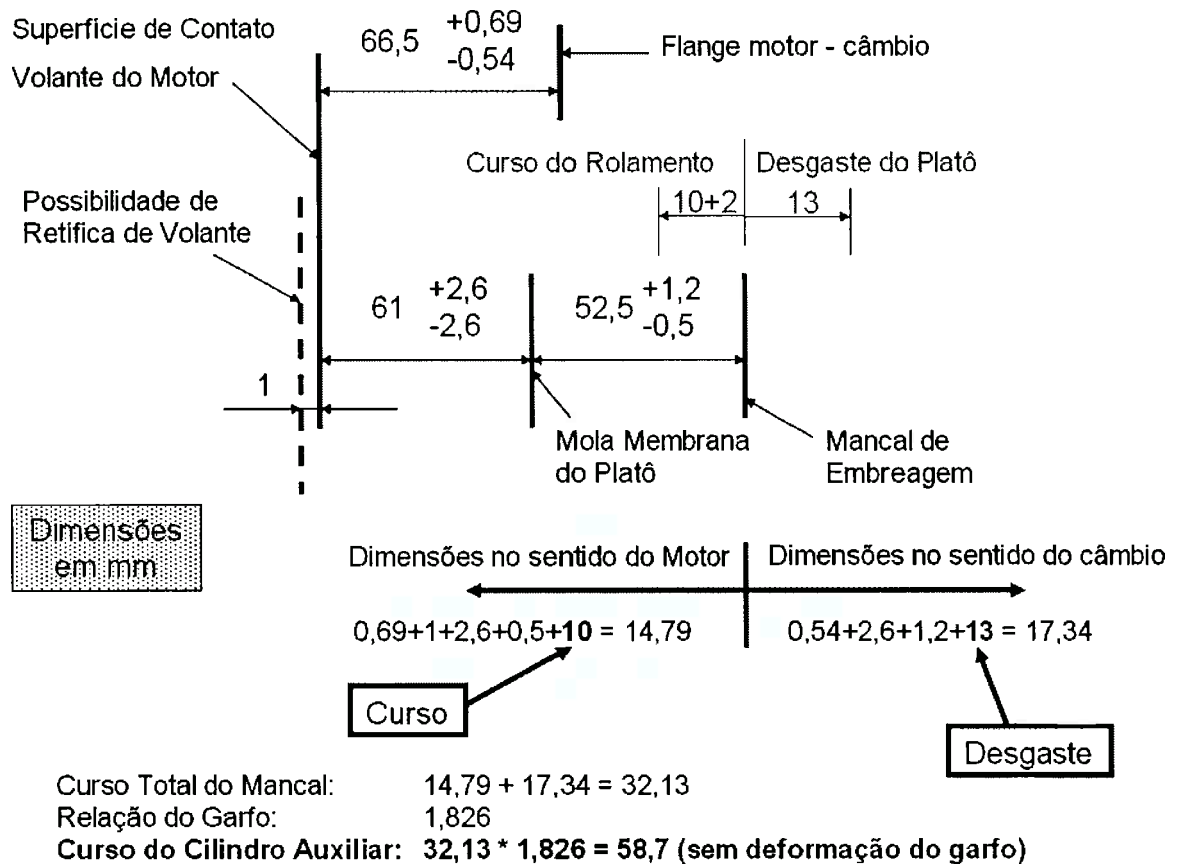


Figura 35: Curso do cilindro auxiliar

Admite-se que o volante do motor pode ser retificado em até um milímetro e que a mola membrana do platô desloca-se de treze milímetros durante a vida útil do disco. Este deslocamento (Figura 36) é o curso de desgaste da mola membrana do platô devido à diminuição da espessura do disco e ao desgaste de suas articulações.

Apesar de o cálculo tratar de condições extremas de tolerâncias, pouco prováveis de acontecer, e parecer conservador, o curso do rolamento considerado é de 10 mm, quando faixa de trabalho varia de 10 a 12 mm. O ideal seria considerar 11 mm que é a meta de todo projeto. Além disso, o cálculo não leva em conta a deformação do garfo que adicionaria algo entre 0,5 mm e 1mm no curso do cilindro auxiliar.

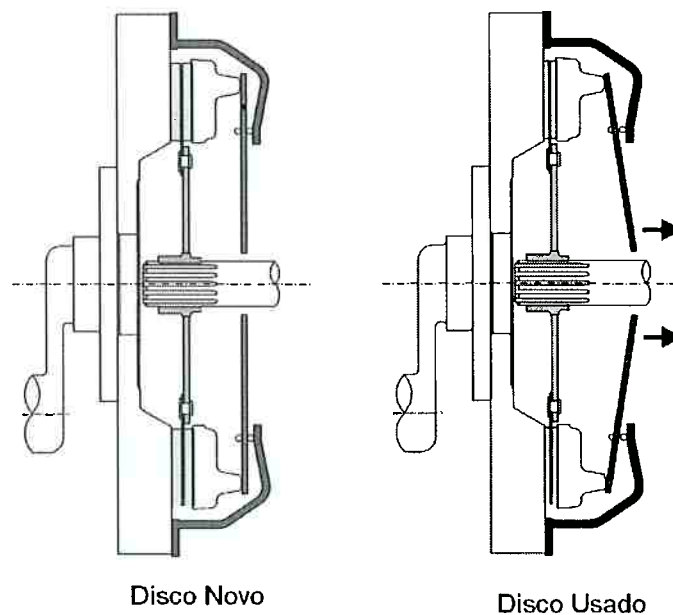


Figura 36: Deslocamento da mola membrana (SCHAEFFLER, 2006)

Este cálculo é importante para determinar se os componentes escolhidos são adequados. Se houver dúvida sobre o cilindro auxiliar, seu curso total especificado não deve ser menor do que o obtido neste cálculo. Se a limitação for o platô, deve-se optar por aquele que tenha um curso de desgaste que não afete significativamente o curso útil do cilindro auxiliar.

Um exemplo típico da importância desta verificação é o desejo de se obter discos de embreagem com maior capacidade de desgaste. Este aumento causaria impacto direto no curso de desgaste do platô de embreagem. Este curso seria

somado ao cálculo e multiplicado pela relação do garfo, excedendo curso especificado para os cilindros auxiliares disponíveis.

### 3.8. DETERMINAÇÃO DA ALAVANCA DE ACIONAMENTO

A partir da determinação do curso de acionamento, é necessário considerar os limites físicos para atuar o cilindro. Estes são determinados pelo tipo de pedaleira e alavanca utilizada. Ângulo de montagem do cilindro mestre e distância entre este e a articulação da alavanca pedal são alguns dos parâmetros importantes para a determinação da alavanca de acionamento do cilindro mestre (ACM).

Na Figura 37 é possível observar o conjunto pedaleira utilizado no estudo.

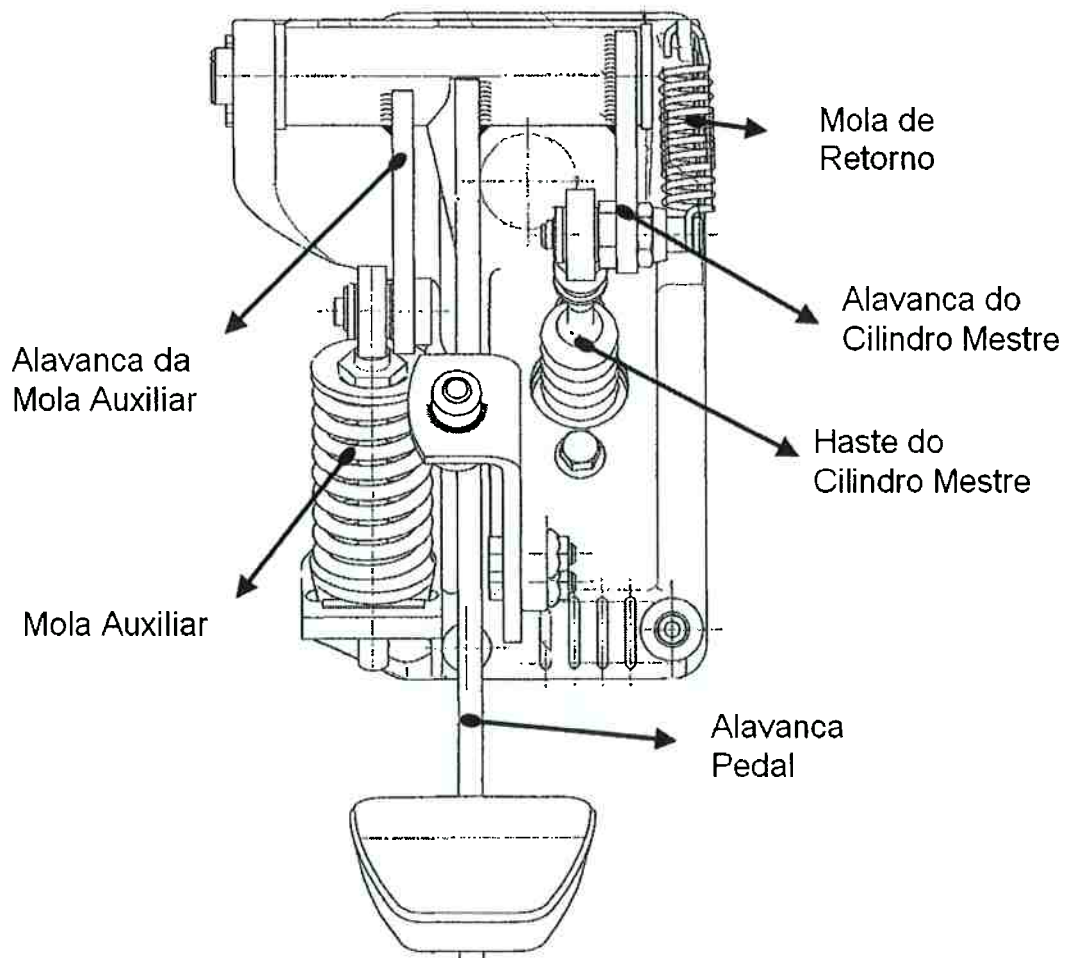


Figura 37: Conjunto pedal de embreagem em estudo (DAIMLERCHRYSLER, 2006)

A Figura 38 contém os parâmetros necessários para a determinação do comprimento da alavanca e haste do cilindro mestre (HCM). Na posição ilustrada, o sistema contempla um dos ângulos  $\beta$  críticos de funcionamento, correspondente ao meio do curso, onde  $\alpha = 270^\circ$  e ACM forma um ângulo de 90 graus com a linha do cilindro mestre. "A" é a distância ortogonal entre a face do cilindro mestre e o centro de articulação do pedal, "B" é a distância ortogonal entre a linha do cilindro mestre e aquele mesmo ponto, "C" é a distância entre a face do cilindro mestre e o centro da esfera da Haste de acionamento na posição inicial do cilindro, onde o curso ("X") é igual à zero. Vale lembrar que a posição inicial do cilindro é correspondente ao instante onde o pedal toca o batente superior sem nenhuma atuação.

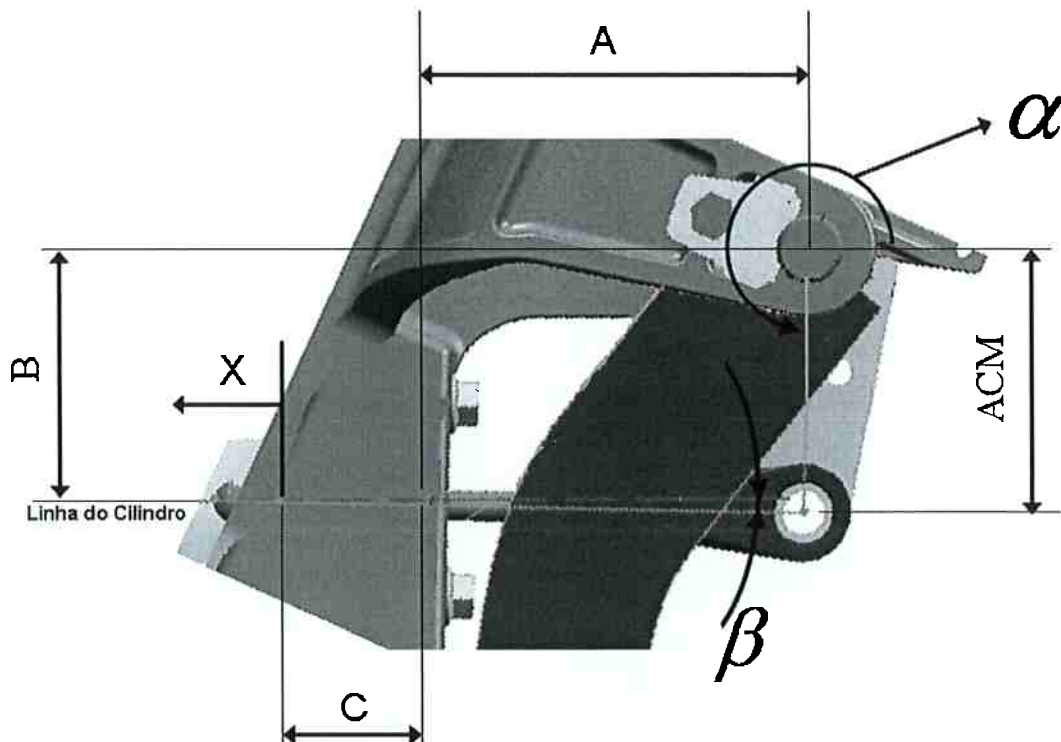


Figura 38: Sistema de acionamento no meio do curso

Os parâmetros "A", "B" são parâmetros que especificam o tipo de pedaleira utilizado assim como "C" determina o tipo de cilindro mestre utilizado no dimensionamento. A planilha construída em Excel recebe estes dados conforme desejo do operador, visto que existem diferentes tipos de pedaleira disponíveis.

$\beta$  é o ângulo entre a linha do cilindro mestre e sua haste. Esta medida é muito importante no dimensionamento do acionamento. É em função dela que os outros parâmetros devem ser determinados, visto que cada fabricante de cilindros

mestre estipula um valor máximo para evitar problemas futuros com o componente. O mau dimensionamento deste ângulo pode causar desgaste irregular na camisa do cilindro e no êmbolo de acionamento, ilustrados na Figura 39.

$\alpha$  é o ângulo de acionamento do pedal de embreagem. Na planilha desenvolvida, o cálculo dos parâmetros e geométricos da pedaleira (ângulo  $\beta$ ) é feito partir do meio do curso do pedal conforme indicado na Figura 38. Os ângulos para a outra metade do curso são os mesmos. Utilizando recursos do programa, o ângulo  $\alpha$  é determinado em função do curso de acionamento do pedal de embreagem e é relacionado com o ângulo  $\beta$  máximo no início, no meio e no final do curso do pedal.

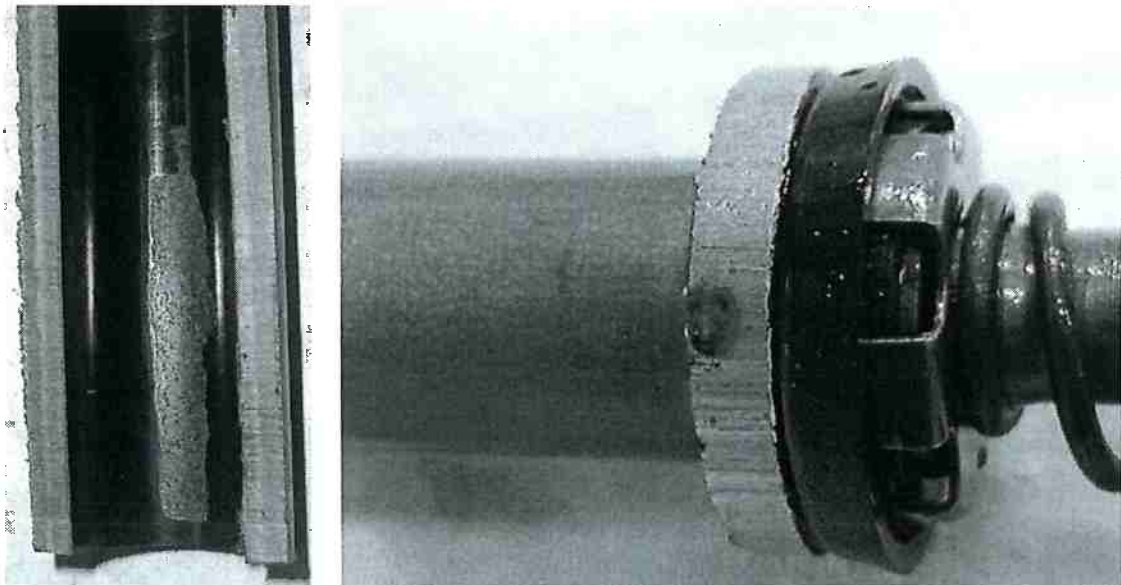


Figura 39: Problemas causados por mau dimensionamento do pedal de embreagem

O esquema da Figura 40 mostra como é determinado o ângulo  $\beta$ . O dado conhecido é o curso do cilindro mestre (VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO) que corresponde ao deslocamento "X" apontado na Figura 40. Com a limitação geométrica "B" da pedaleira é possível criar uma relação que determina o ângulo  $\beta$  em função de ACM e HCM.



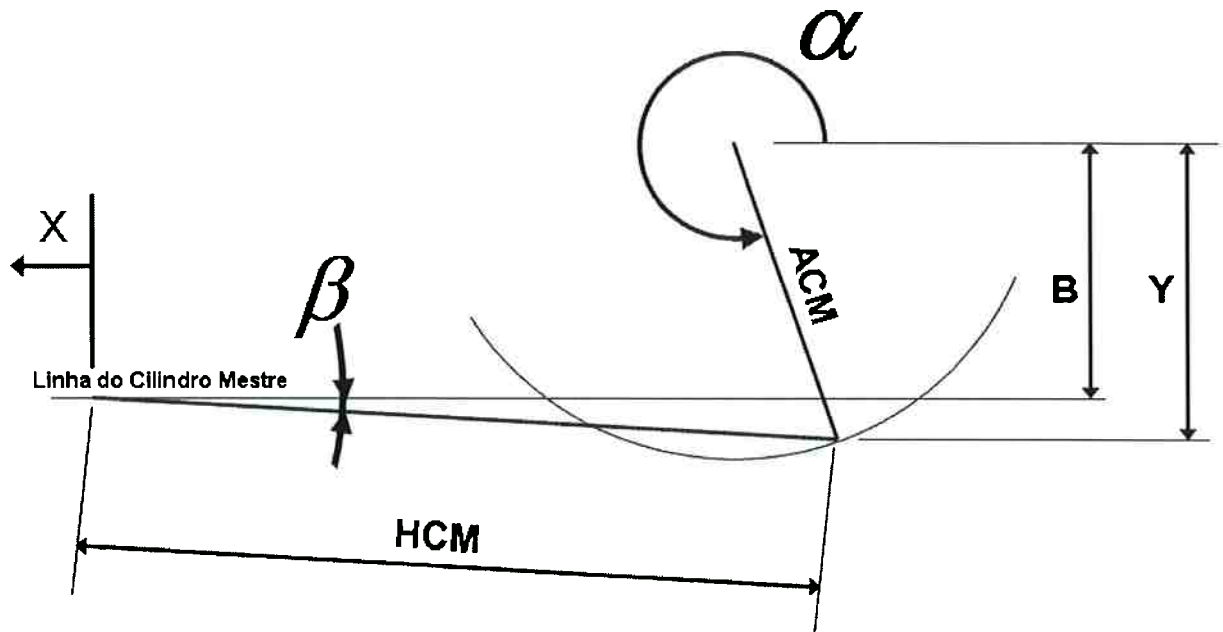


Figura 40: Determinação de  $\beta$

$$\text{sen}(-\alpha) = \frac{Y}{ACM} \Rightarrow Y = \text{sen}(-\alpha) * ACM$$

$$\text{sen}(-\beta) = \frac{(Y - B)}{HCM} \Rightarrow Y = \text{sen}(-\beta) * HCM + B$$

Igualando as equações:

$$\beta = -\text{asen}\left(\frac{\text{sen}(-\alpha) * ACM - B}{HCM}\right) \quad (9)$$

O esquema da Figura 41 mostra como são determinados os comprimentos de ACM e HCM. Com "A+C" sendo a limitação geométrica da pedaleira utilizada, os parâmetros "p" e "q" variam em função do ângulo  $\alpha$  de acionamento do pedal. Desta maneira é possível criar uma relação entre curso de acionamento do cilindro mestre e ACM e HCM.

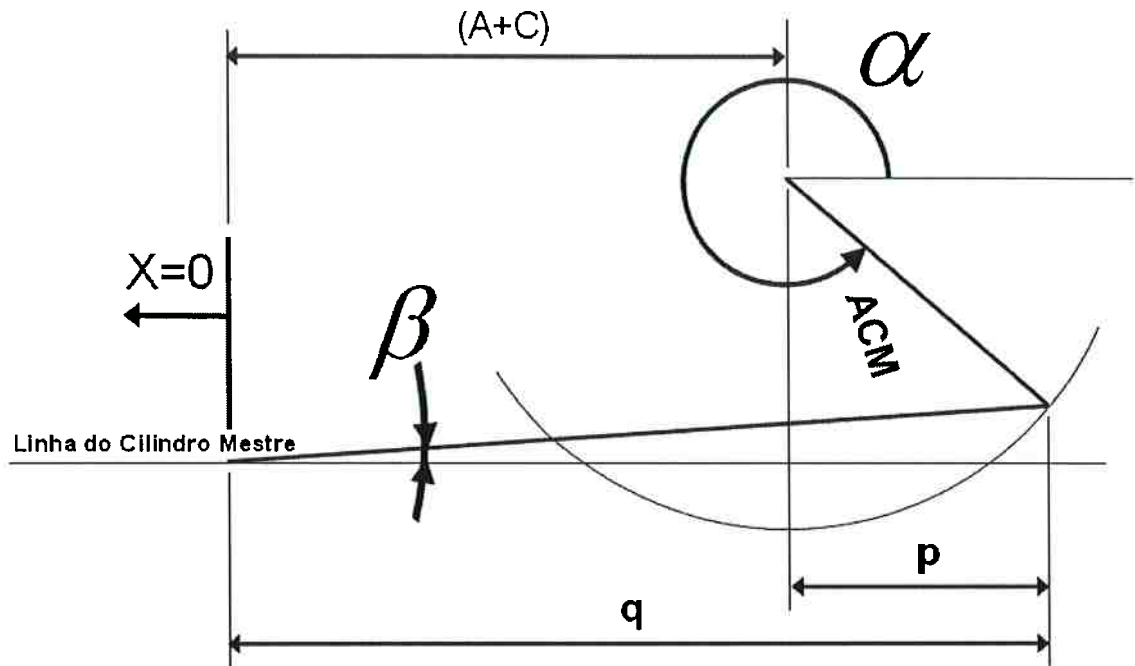


Figura 41: Determinação de ACM e HCM

$$q = HCM * \cos(\beta)$$

$$p = ACM * \cos(-\alpha)$$

O curso do cilindro mestre é determinado pela equação:

$$X = (A + C) - (p + q)$$

$$X = A + C - ACM * \cos(-\alpha) - HCM * \cos(\beta) \quad (10)$$

Com as equações e condições de contorno do conjunto é possível determinar valores de ACM e HCM de modo que os ângulos  $\beta$  sejam mínimos no início do movimento ( $X=0$ ), na metade do curso ( $X/2$ ) e no final do Curso ( $X$ ). Utilizando a ferramenta "solver" do Excel, com as duas relações anteriores determinadas, é possível assumir valores para ACM e HCM de modo que  $\beta$  seja minimizado. A condição ideal e de melhor distribuição é quanto  $\beta$  atinge valores iguais no início e no meio do curso conforme Gráfico 6.

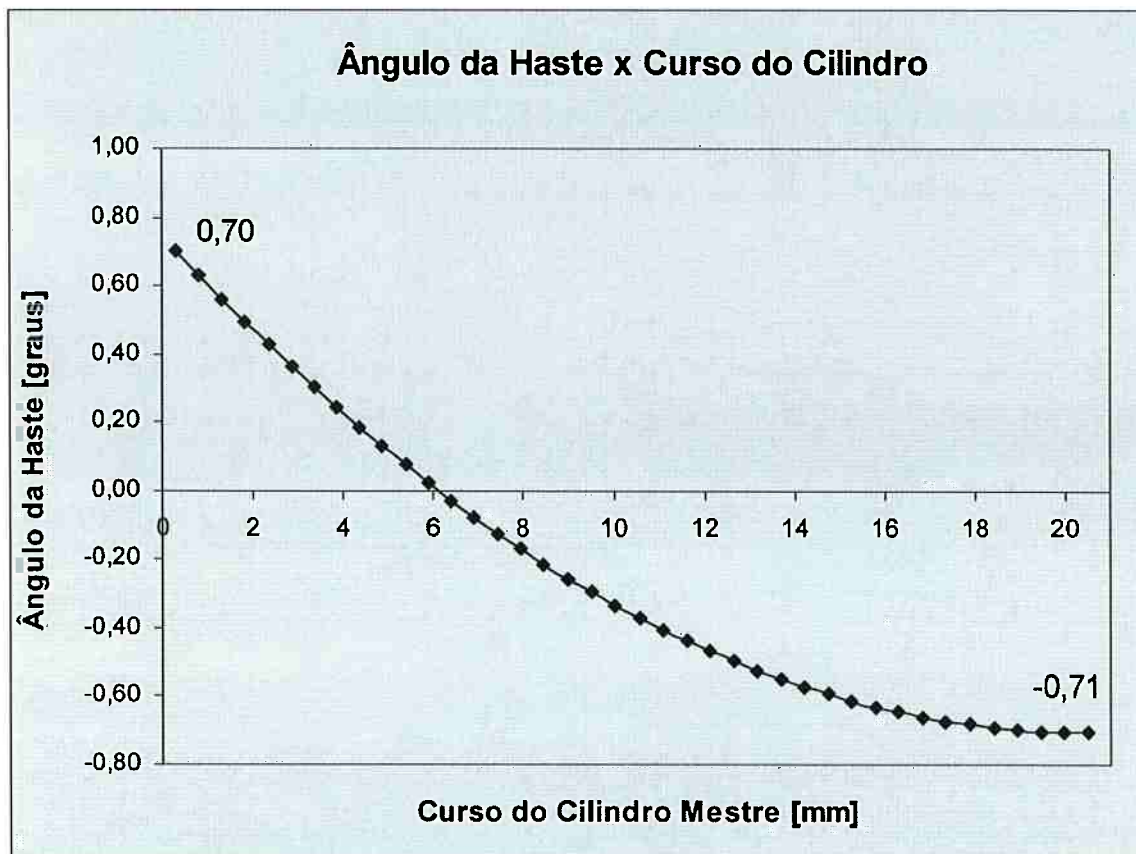


Gráfico 6: Ângulo da haste em função do curso do cilindro mestre

A abscissa do Gráfico 6 representa metade do curso de acionamento do cilindro mestre. Se o curso determinado é de 42 mm, por exemplo, o programa traça um gráfico com 21 mm de curso, sendo o 0 (zero) correspondente à posição um dos extremos (mínimo ou máximo) e 21 mm correspondente ao meio do curso. O outro trecho do gráfico (de 21 mm à 42 mm) é um espelho do primeiro resultando em uma parábola com concavidade para cima.

### 3.9. DETERMINAÇÃO DA CURVA DE SISTEMA

Até o momento, a única consideração realizada quanto ao esforço de acionamento foi a necessidade de atingir curso máximo para obter mínimo esforço (Figura 31: Relação total). A primeira curva a ser determinada é a de sistema, que representa o acionamento puro, sem auxílio de mecanismos de diminuição de esforço. Utilizam-se somente as relações das alavancas existentes e a relação hidráulica.

Em uma análise simples, seria possível obter a curva de sistema somente com diâmetro e pressão no cilindro mestre e alavanca pedal:

$$\vec{F}_{Pedal} = \frac{P * A_{CM}}{R_{Pedal}} \quad (11)$$

Em que:

$\vec{F}_{Pedal}$  = Força no pedal de embreagem;

$P$  = Pressão no sistema;

$A_{CM}$  = Alavanca do cilindro mestre;

$R_{Pedal}$  = Relação do Pedal.

Esta forma de determinação da curva não leva em conta os ângulos  $\alpha$  e  $\beta$  obtidos anteriormente podendo levar a erros significativos.

A Figura 42 apresenta os parâmetros necessários para a determinação da  $F_{ATCM}$  (força tangencial à alavanca do cilindro mestre). Esta força deve ser utilizada na determinação da força de acionamento do pedal de embreagem.

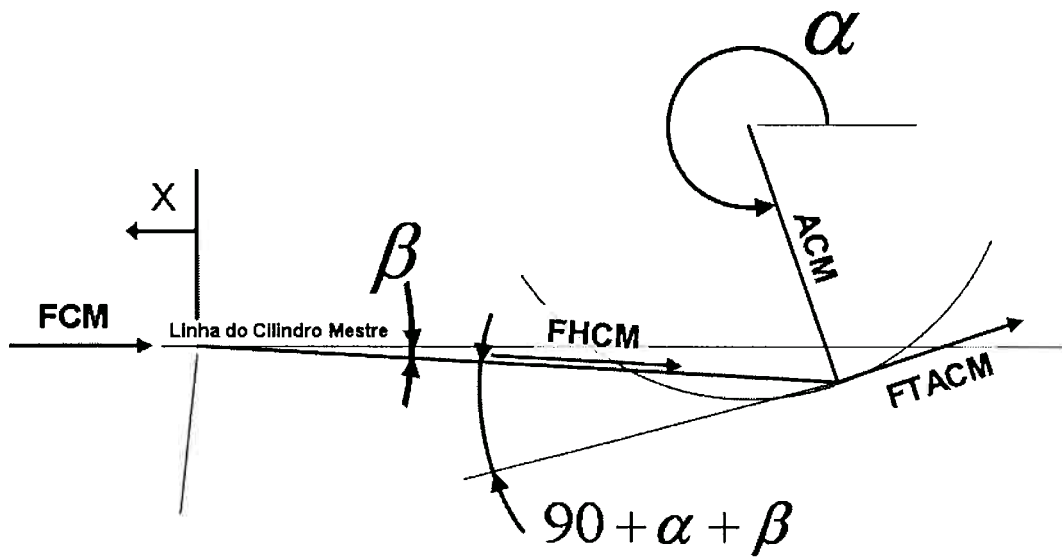


Figura 42: Determinação de forças no acionamento do cilindro mestre

$$\vec{F}_{CM} = P * A_{CM} \quad (12)$$

Em que:

$\vec{F}_{CM}$  = força no cilindro mestre;

$P$  = pressão no sistema (determinada no item VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO)

$A_{CM}$  = área do cilindro mestre.

$$\vec{F}_{HCM} = \frac{\vec{F}_{CM}}{\cos(\beta)} \quad (13)$$

Em que:

$\vec{F}_{HCM}$  = força na haste do cilindro mestre.

$$\vec{F}_{TACM} = \cos(90 + \alpha + \beta) * \vec{F}_{HCM} \quad (14)$$

$$\vec{F}_{Pedal} = \frac{T_{Eixo}}{A_{Pedal}} = \frac{\vec{F}_{TACM} * ACM}{A_{Pedal}} \quad (15)$$

Em que:

$\vec{F}_{Pedal}$  = força no pedal;

$T_{Eixo}$  = torque gerado no eixo do pedal devido ao sistema;

$A_{Pedal}$  = comprimento da alavanca pedal.

O Gráfico 7 ilustra a eficiência do cálculo em relação à medição realizada. A curva obtida sem adição de mola auxiliar ou de retorno é denominada curva de sistema.

**Comparativo entre Curva de Sistema Calculada e Medida**

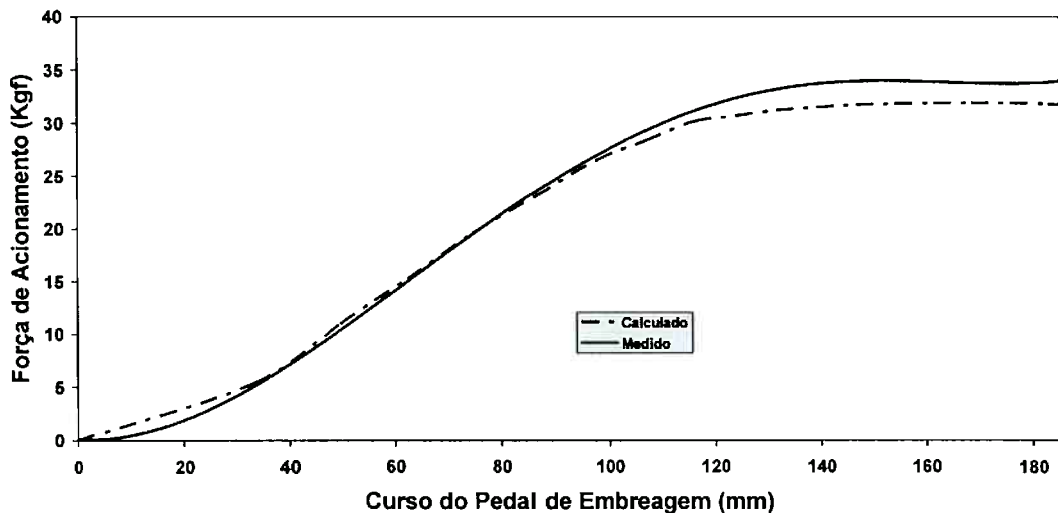


Gráfico 7: Curva de sistema – Comparativo entre medido e calculado

Assim como na curva de curso do acionamento do platô (Gráfico 5, pág. 55), o erro envolvido em todo o cálculo do sistema de acionamento é difícil de ser mensurado devido à grande influência da velocidade de acionamento do pedal de embreagem. Esta dificuldade é acentuada com base nas hipóteses definidas no do capítulo 3. O erro para a determinação da curva de sistema (Gráfico 7) é aceitável, mas já carrega mais efeitos das considerações sobre o sistema. Aqui o erro é maior do que no primeiro caso, pois envolve menores esforços contempla dois eixos de articulação no cálculo.

Para minimizar o erro encontrado, aumentar a frequência de aquisição de dados na medição da curva do platô e da expansão dos componentes também seria uma medida eficaz, mas as considerações quanto à perda de carga e exata estimativa quanto à perda por atrito na articulação do pedal de embreagem, levariam a uma curva mais próxima da real. Existe, portanto, erro na curva teórica devido às considerações e na real devido à velocidade de acionamento.

### 3.10. MOLA AUXILIAR

A função da mola auxiliar é aumentar o esforço de acionamento no início do curso do pedal e diminuí-lo a partir de cerca de  $\frac{1}{4}$  do curso. A mola pode atuar de diferentes maneiras de modo a gerar uma curva de acionamento o mais plana possível e que não cause desconforto ao condutor.

A Figura 43 ilustra a mola auxiliar e os parâmetros necessários para o cálculo de seu funcionamento. No início do movimento, faz força contra o pedal e no final do curso a favor (Gráfico 8). O limite de atuação da mola é dado pela dificuldade de retorno do pedal, visto que a mola o força para baixo. Para efeitos de cálculo, o esforço de retorno não é considerado, mas, para evitar problemas com este parâmetro, procura-se obter curvas onde o esforço no final do curso não tenha pontos inferiores a 100 N.

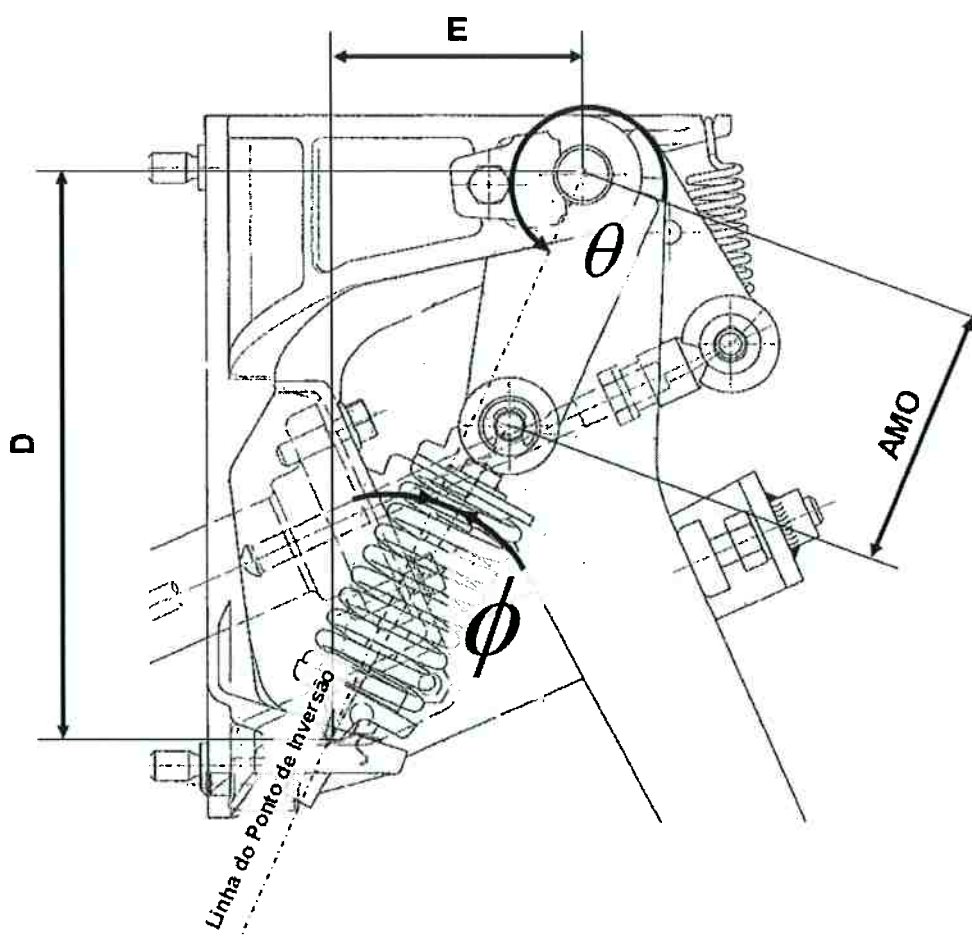


Figura 43: Dados para definição da mola auxiliar do pedal

Os parâmetros “D” e “E” são fixos. A alavanca da mola (AMO) é fator variável para o dimensionamento do auxílio da mola. Os ângulos  $\phi$  e  $\theta$  variam durante o movimento do pedal de embreagem, mas o ângulo  $\theta$  inicial define o ponto de inversão da mola e é fator determinante no resultado do estudo.

O ângulo  $\theta$  é dependente da diferença em graus entre a Alavanca do Cilindro mestre e a Alavanca da mola. Ambas são solidárias ao eixo do Pedal de embreagem. Esta dependência é demonstrada na Figura 44.

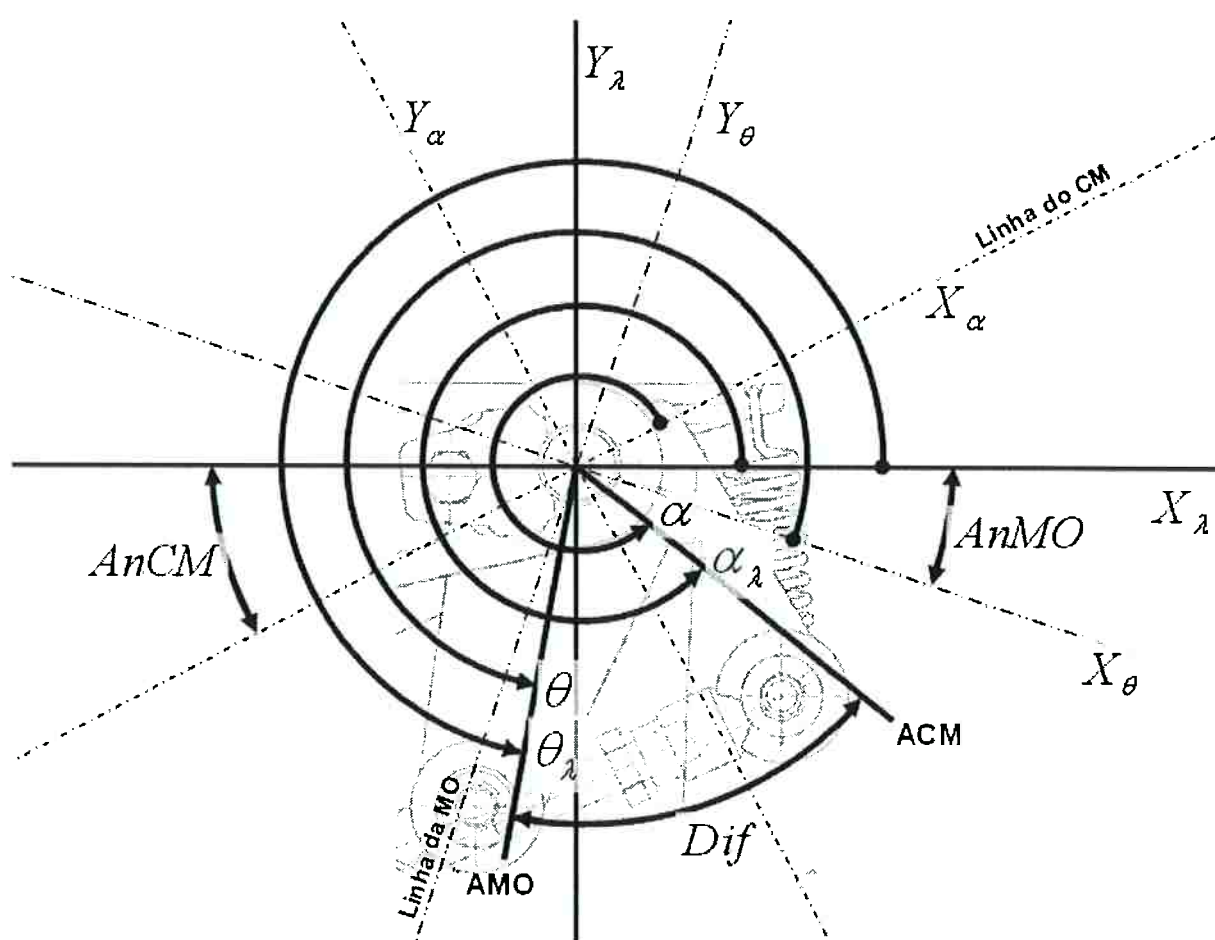


Figura 44: Coordenada global do sistema

$X_\lambda$  e  $Y_\lambda$  definem o sistema de coordenadas global do sistema. A relação entre  $\alpha$  e  $\theta$  é dada pela por:



$$\theta = \alpha + AnCM + AnMO - Dif \quad (16)$$

Em que:

AnCM = ângulo de montagem do cilindro mestre em Relação a  $X_\lambda$ ;

AnMO = ângulo da linha da mola em relação a  $Y_\lambda$

Dif = diferença em graus entre ACM e AMO.

Na pedaleira estudada, a mola auxiliar é disposta conforme ilustrado na Figura 45, em que "F" é a altura da base inferior da mola que não pode ser modificada e "G" é a distância da face superior da mola até o ponto de articulação entre a haste que suporta a mola e AMO. Esta medida não deve ser alterada durante a vida útil do componente, mas pode ser alterada para a concepção do projeto através de uma porca de regulagem.

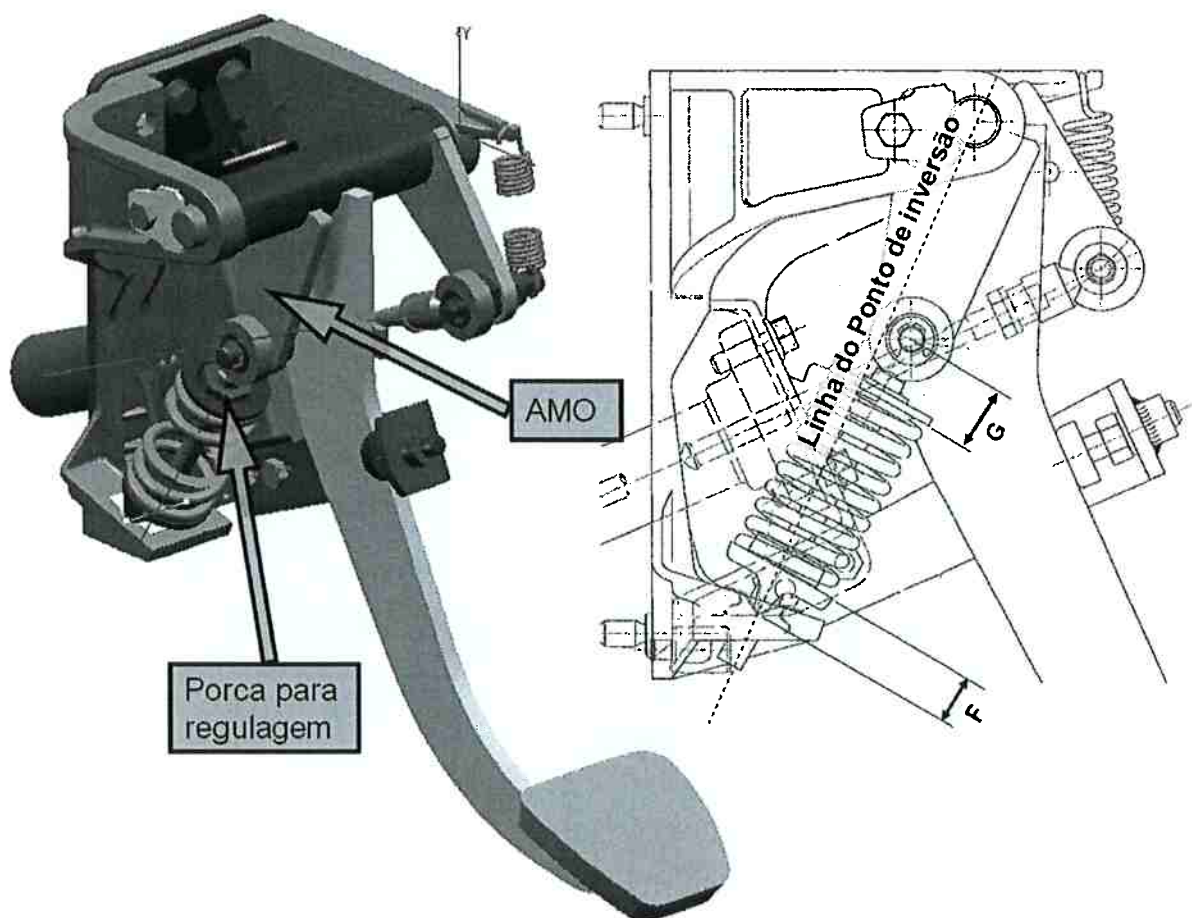


Figura 45: Parâmetros da mola auxiliar (DAIMLERCHRYSLER, 2006)

Na Figura 46 observam-se as três posições de maior importância no estudo de uma mola auxiliar.

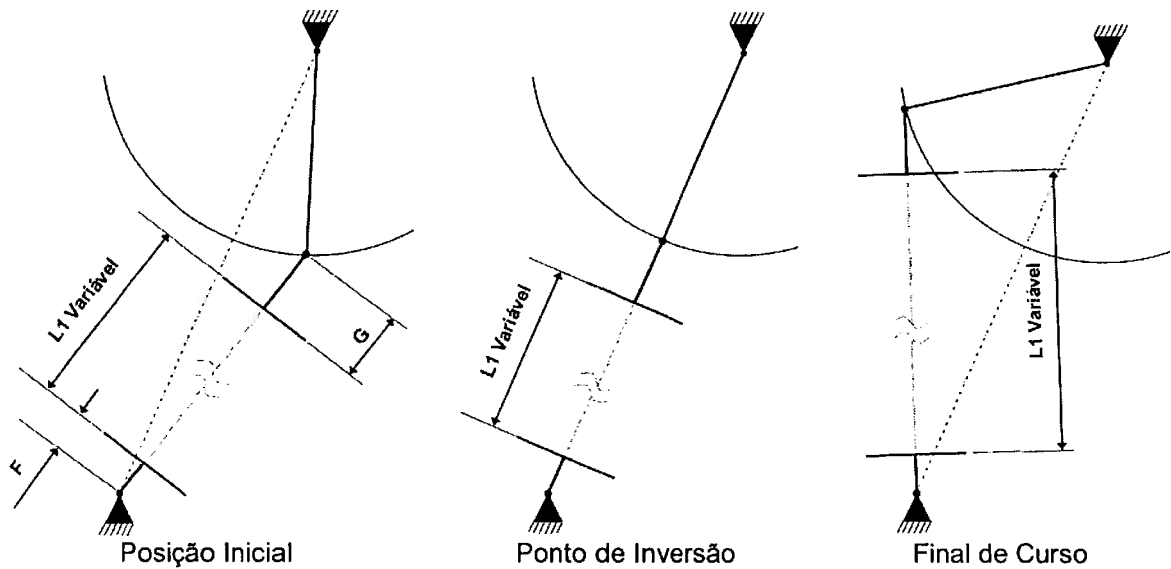


Figura 46: Movimento da mola auxiliar

A medida  $F$  é fixa e a medida  $G$  é variável para regular a força da mola. Para facilitar a visualização do conjunto, a linha do ponto de inversão é posicionada horizontalmente conforme Figura 47.

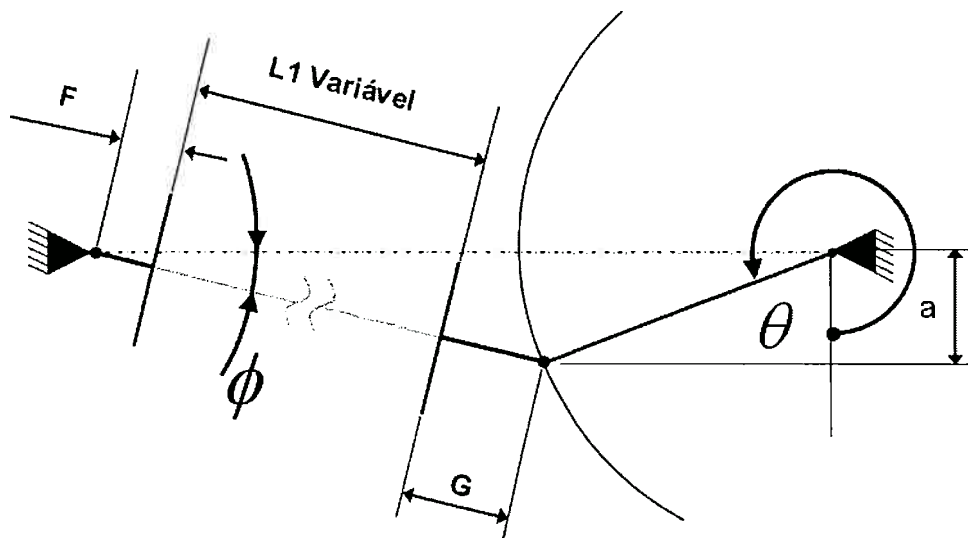


Figura 47: Determinação da relação entre os ângulos da mola de retorno

$$\cos(-\theta) = \frac{a}{AMO} \Rightarrow a = \cos(-\theta) * AMO$$

$$\text{sen}(\phi) = \frac{a}{F + L1 + G} \Rightarrow a = \text{sen}(\phi) * (F + L1 + G)$$

Igualando as equações:

$$\cos(-\theta) * AMO = \text{sen}(\phi) * (F + L1 + G)$$

$$\phi = \text{asen}\left(\frac{\cos(-\theta) * AMO}{(F + L1 + G)}\right) \quad (17)$$

Determinados os ângulos, é possível calcular as forças envolvidas.

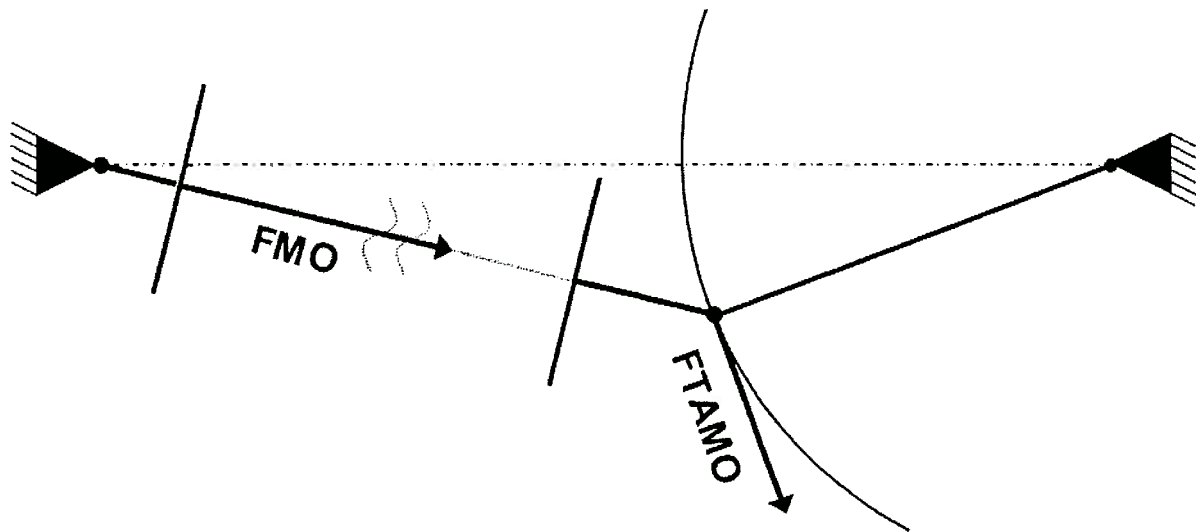


Figura 48: Forças na mola auxiliar

$$\vec{F}_{mo} = k_{mo} * (L_0 - L_1) \quad (18)$$

Em que:

$\vec{F}_{mo}$  = força na mola;

$k_{mo}$  = constante da mola;

$L_0$  = comprimento livre da mola.

$$\vec{F}_{TAMO} = \cos(-\theta - \phi) * \vec{F}_{mo} \quad (19)$$

Em que:

$\vec{F}_{TAMO}$  = força tangente à alavanca da mola.

$$T_{Eixo-mo} = \vec{F}_{TAMO} * AMO \quad (20)$$

Em que:

$T_{Eixo-mo}$  = torque gerado no eixo do pedal devido a atuação da mola auxiliar.

$$\vec{F}_{Pedal} = T_{Eixo-mo} * A_{Pedal} \quad (21)$$

A influência da mola auxiliar no esforço do pedal de embreagem está ilustrada no Gráfico 8.

### Curva da mola Auxiliar

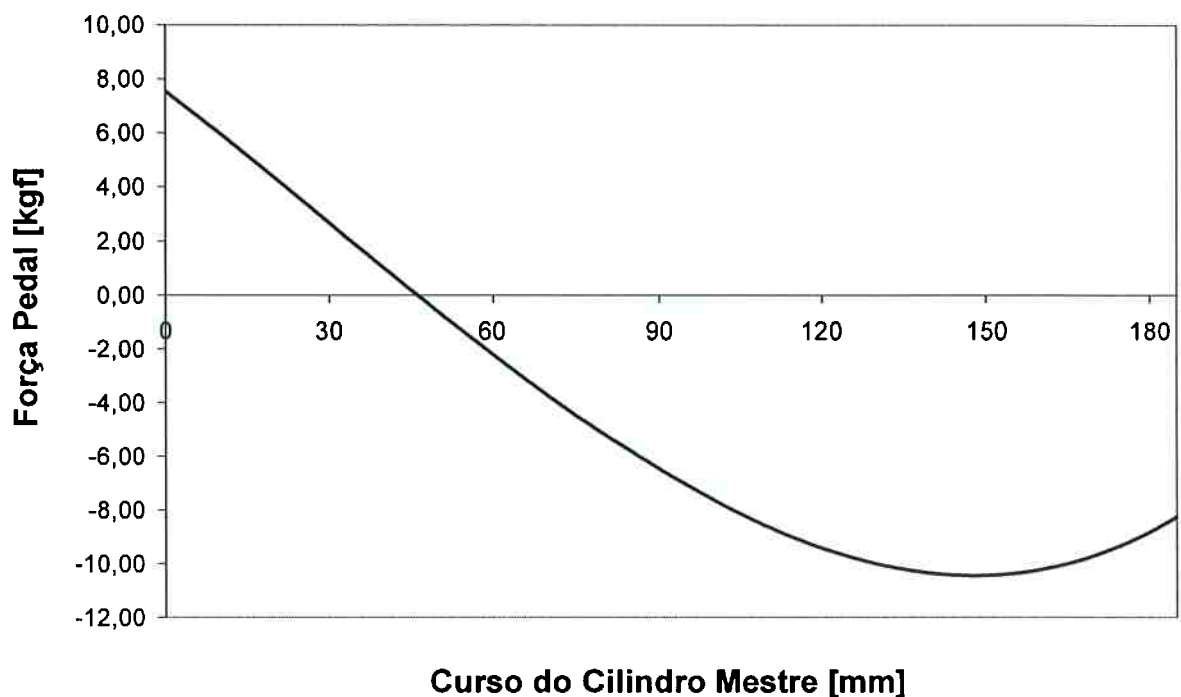


Gráfico 8: Curva da mola auxiliar

O Gráfico 8 ilustra a força que a mola auxiliar adicionaria ao pedal de embreagem. O efeito prático desta curva seria presenciado em uma pedaleira com mola e sem ligação com o sistema hidráulico. Com um acionamento “muito lento”, no início do movimento (curso zero), seria notada força de 80N no pedal de embreagem. Com o aumento do curso, esta força cairia a zero com curso próximo a 45 mm e a partir daí o pedal continuaria até o final do curso com a força da mola ilustrada no gráfico. Como não haveria resistência do sistema hidráulico, o pedal bateria no final do curso e lá ficaria. Conclui-se, portanto que a mola auxiliar “atrapalha” o início do movimento do pedal e, a partir do ponto de inversão, favorece o movimento do pedal, o que diminui o esforço de acionamento. No próximo capítulo (4.1., Gráfico 9) é possível observar o efeito da mola auxiliar com a pedaleira acoplada ao sistema hidráulico.

A mola auxiliar tem grande utilidade na definição de sistemas de atuação hidráulicos. A variação de parâmetros como  $\theta_0$  (ponto de Inversão), AMO, L0, L1, Kmo, podem conduzir a curva pedal na direção que for necessária em diferentes porções do curso de embreagem.

## 4. RESULTADOS E ANÁLISES

### 4.1. VALIDAÇÃO DO CÁLCULO

A curva de acionamento do Pedal de embreagem nada mais é do que a soma das curvas de sistema e da mola auxiliar, calculadas anteriormente, e pode ser visualizada no Gráfico 9.

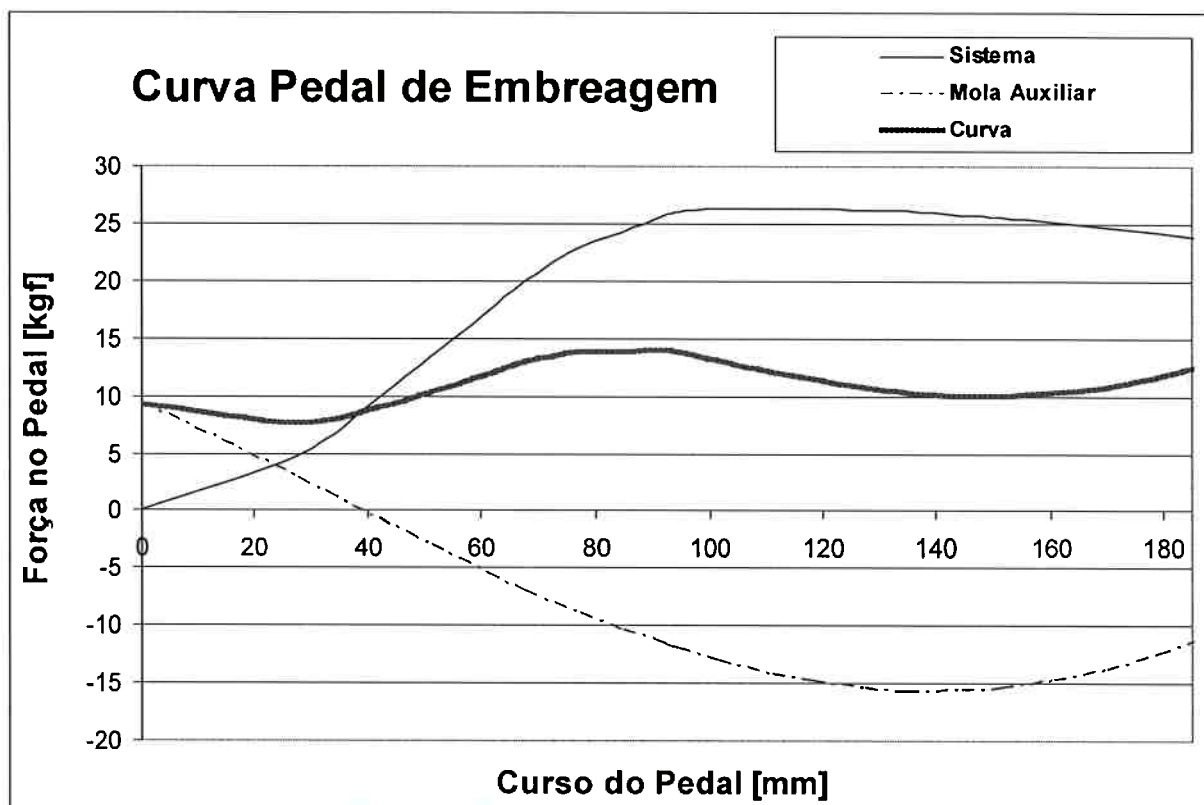


Gráfico 9: Curva pedal composta por sistema e mola auxiliar

No gráfico observam-se as curvas obtidas através do cálculo, que utilizou as mesmas características de um sistema sujeito a medições objetivas. Observa-se que a "curva pedal" obtida (mais escura no gráfico) é a composição da curva de sistema obtida no item 3.9. e da curva da mola auxiliar, obtida no item 3.10.

A curva final calculada comparada à medição está contida no Gráfico 10.

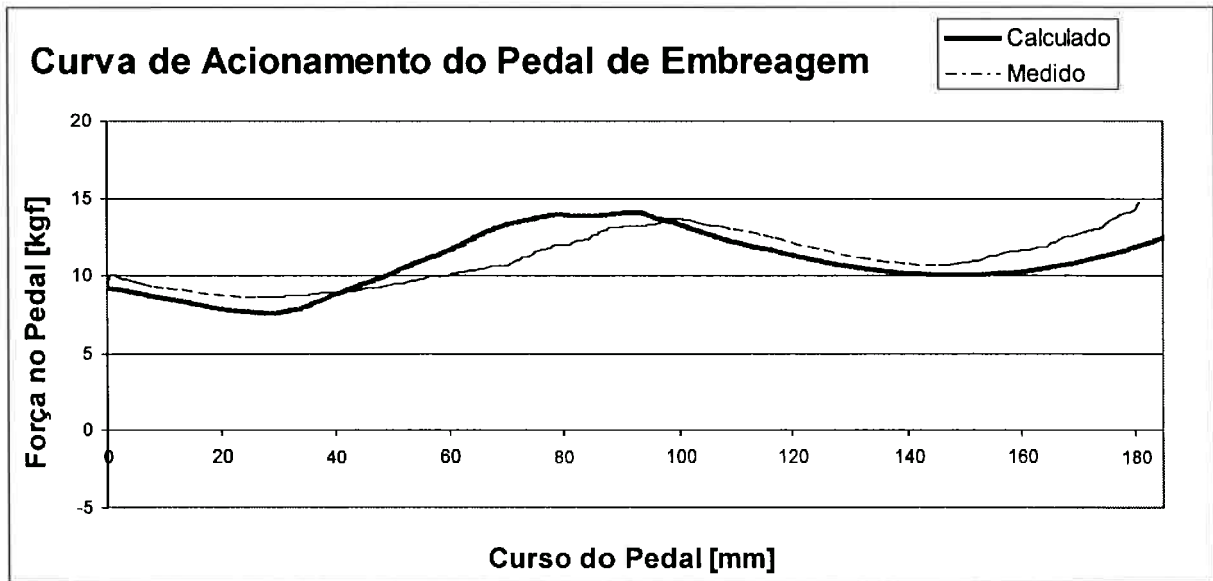


Gráfico 10: Validação da curva pedal

Observa-se variação entre a curva real e a curva calculada, onde a real é deslocada para a direita. A velocidade de acionamento do pedal de embreagem é o maior responsável por esta variação. Desta maneira considera-se o erro satisfatório para a verificação preliminar visto que o teste de eficiência não é dispensado. A contribuição da curva para o teste de eficiência está mais direcionada à determinação do curso de acionamento do que à curva pedal final. A importância do trabalho é poder tomar ações no teste de eficiência que não demandem montagem e desmontagem de componentes, assim como verificações por tentativa e erro.

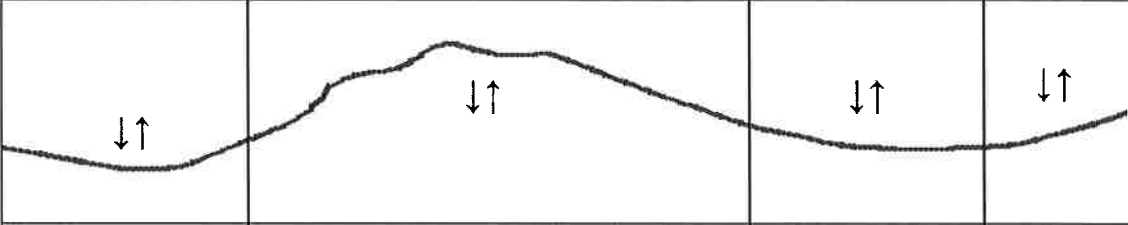
Pelo fato de o cálculo não considerar perda de carga na linha hidráulica e variações de pressão e velocidade de escoamento devido aos estrangulamentos, o acionamento real é feito em uma velocidade baixa, de modo que simule um acionamento extremamente lento do sistema e não incorpore as perdas citadas, mas, mesmo assim, é possível observar esta influência na curva real.

A seguir será ilustrada uma situação onde os componentes do sistema estão definidos, o curso no rolamento do platô está garantido, mas a configuração da pedaleira não está na condição ideal.

## 4.2. CALIBRAÇÃO DA CURVA

O estudo de sistemas de acionamento hidráulicos utilizando valores empíricos é de grande importância para aumentar a velocidade no desenvolvimento de sistemas. Antes deste trabalho, as determinações dependiam de verificações práticas e medições com muitas trocas de componentes como tubulação, cilindro mestre e auxiliar, mola auxiliar e alavancas, além de pedais com diferentes ângulos e alavancas. A introdução de um cálculo leva diretamente à verificação final com erro aceitável.

As quatro regiões destacadas na Figura 49 podem ser modificadas com a alteração dos parâmetros indicados no estudo. É importante ressaltar que a variação de qualquer um deles influencia em toda a curva, mas são apontados somente aqueles que mais influenciam em cada região.

	1	2	3	4
		$\downarrow < L1 < \uparrow$	$\downarrow < L1 < \uparrow$	$\downarrow < L1 < \uparrow$
$\downarrow < I < \uparrow$		$\downarrow < I < \uparrow$		$\uparrow < I < \downarrow$
		$\downarrow \uparrow$	$\downarrow \uparrow$	$\downarrow \uparrow$
		$\uparrow < AMO < \downarrow$		$\downarrow < AMO < \uparrow$
$\downarrow < KMO < \uparrow$				$\downarrow < KMO < \uparrow$

L1 = Regulagem da mola na posição inicial

I = Ponto de inversão da mola auxiliar

AMO = Alavanca da mola auxiliar

KMO = Constante da mola auxiliar

Figura 49: Parâmetros para definição da curva pedal.



A região 1 (um) determina a força do acionamento no início do curso do pedal, a região 2 (dois) ilustra a região de máximo esforço de acionamento, a 3 (três) o vale de força ao longo do curso denominada, também de região de modulação, e a 4 (quatro) determina o esforço no fim do curso do pedal.

Determinados os componentes da linha hidráulica, conforme capítulo 3, uma pedaleira já conhecida foi assumida para obtenção da curva pedal do novo sistema aqui considerado. Com seus parâmetros, tais como, constante da mola auxiliar, ponto de inversão, AMO, e outros, definidos anteriormente, inseridos na tabela de cálculo, obteve-se a curva contida no Gráfico 11. Vale lembrar que o curso de acionamento definido no item 3.5 permanece constante independentemente dos perfis de curva de acionamento aqui demonstrados.

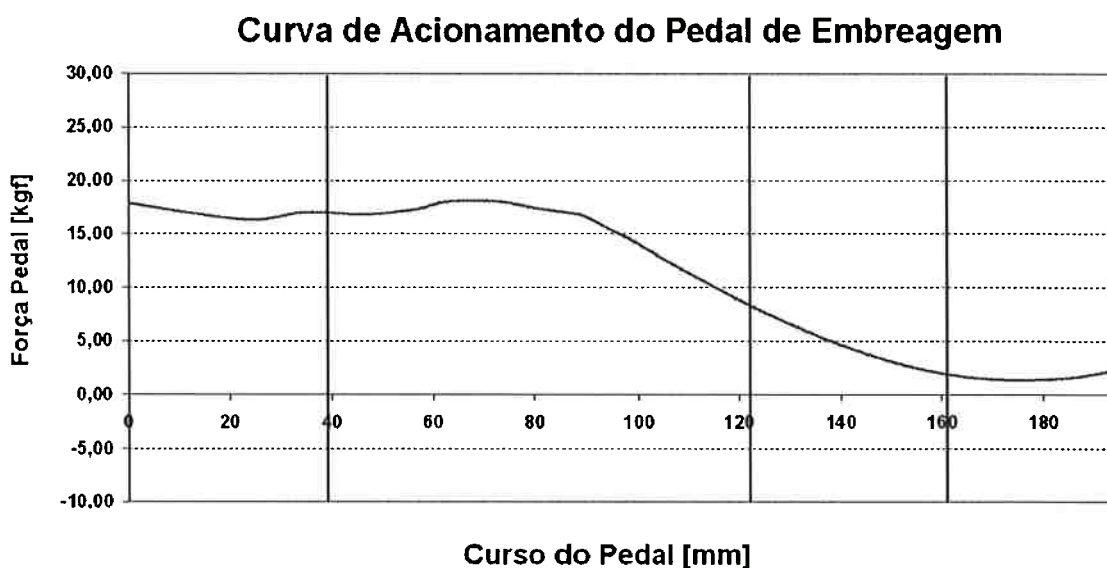


Gráfico 11: Curva pedal inicial.

Observa-se que as regiões um e dois elevados esforços, ao passo que as regiões três e quatro encontram-se em patamares inferiores a 100 N. Nesta condição, conclui-se que a configuração desta pedaleira não é viável. Se fosse montada para o teste de eficiência, o esforço de acionamento inicial seria elevado e o pedal ficaria parado no final do curso, pois a região quatro mostra esforços próximos a zero. Desta maneira, a pedaleira ainda não seria montada para o teste de eficiência.

Nos gráficos a seguir será possível observar a configuração obtida (linha contínua) e a configuração anterior à mudança (linha pontilhada).

Como primeira tentativa para tornar o sistema passível de montagem, o comprimento da alavanca da mola foi aumentado. O Gráfico 12 ilustra o resultado.

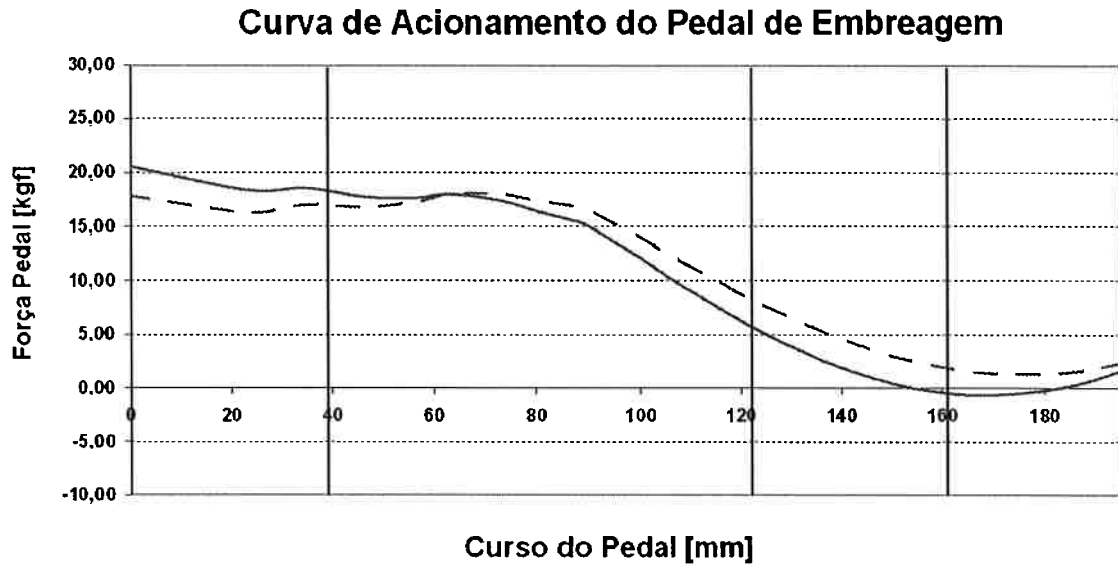


Gráfico 12: Curva pedal com alavanca da mola maior.

O aumento da mola piora o aspecto da curva que intensifica seus picos, aumentando o esforço na região um e diminuindo nas regiões três e quatro. O Gráfico 13 demonstra a curva com a diminuição deste parâmetro.

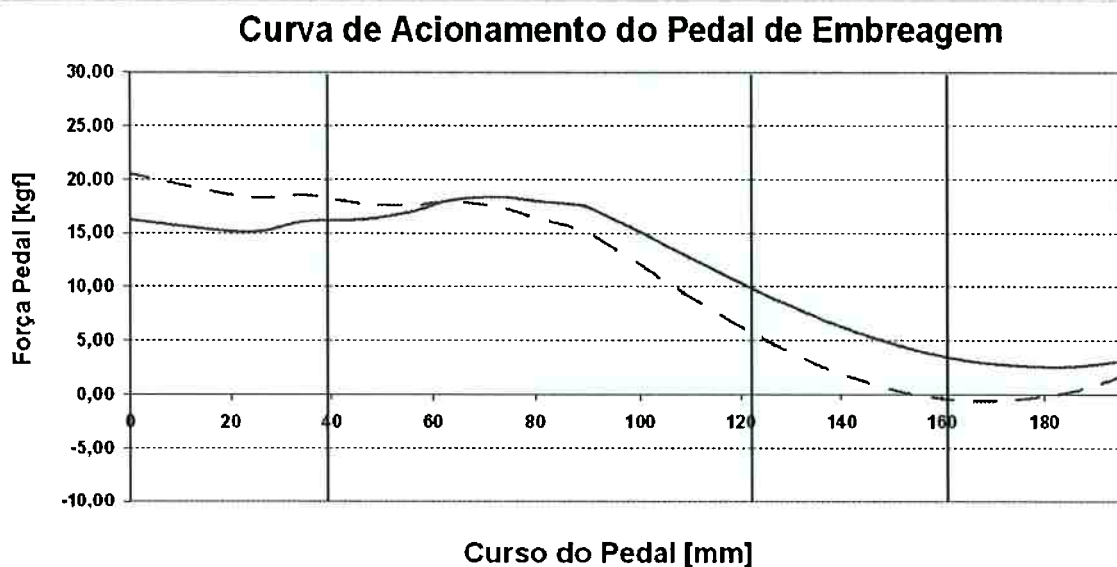


Gráfico 13: Curva pedal com alavanca da mola menor.

A diminuição da alavanca da mola auxilia na diminuição do esforço na região um e aumenta o esforço nas regiões três e quatro. Mesmo sendo sutil, esta ação influencia na planificação da curva.

O segundo parâmetro a ser modificado é a constante da mola auxiliar. Ao variar este parâmetro deve-se atentar para manter a mesma carga inicial, de modo que o esforço de acionamento não seja alterado na região dois. Esta medida é tomada regulando a mola auxiliar através da porca ilustrada na Figura 45. Desta maneira é possível avaliar o real efeito da variação na constante.

A variação deste parâmetro deve, ainda, contar com uma observação importante. A variação no comprimento da mola auxiliar durante o acionamento continua sendo o mesmo, pois não houve modificação na geometria da pedaleira. Mesmo com o aumento ou diminuição de  $L_1$ , o curso a que a mola está sujeito é o mesmo. Molas de maior constante utilizam  $L_1$  maiores. Desta maneira, a mola fica mais próxima de  $L_0$  (comprimento livre) do que uma mola de menor constante que precisa ser acionada com  $L_1$  bem menor para gerar o mesmo esforço. Esta diferença pode causar a perda de função de uma mola de maior constante no final do curso (região quatro). Este fenômeno poderá ser observado no item 4.4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.

No exemplo em questão, foi inserida uma mola de maior constante resultando na curva do Gráfico 14.

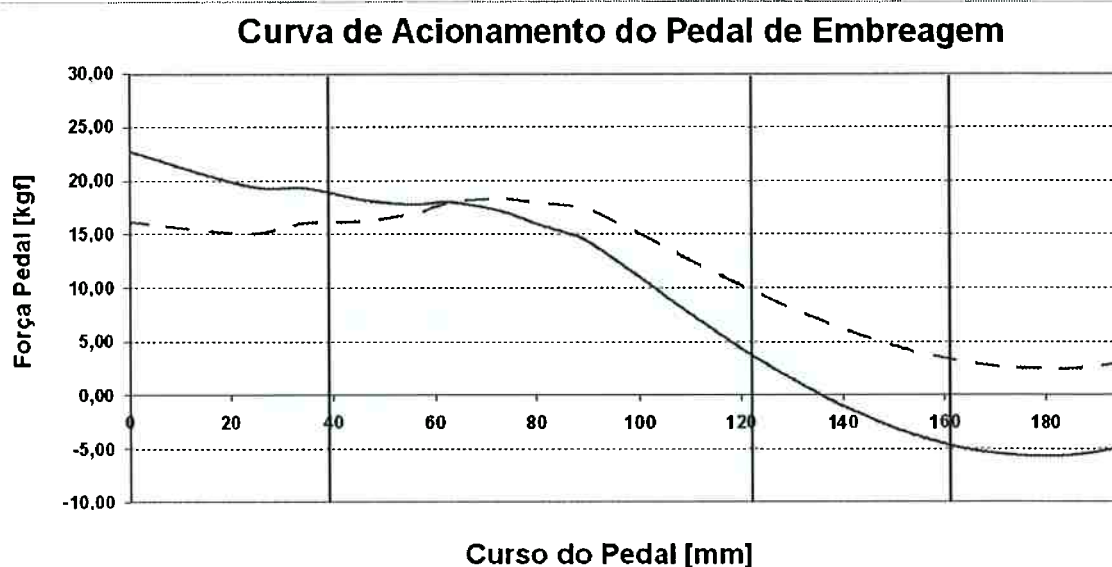


Gráfico 14: Curva pedal com constante da mola maior.

Neste caso, apesar de a mola ter maior constante, o aumento do parâmetro L1 não inutilizou a mola no final do curso, pois a carga inicial necessária é alta e o curso da mola não atingiu seu valor de comprimento livre.

O aumento da constante da mola aumenta a força de acionamento no início do acionamento e gera mais problemas de retorno de pedal, ou seja, as regiões 3 e 4 ficam em patamares ainda mais baixos.

Com estas evidências em mãos, a constante da mola foi diminuída. O resultado é observado no Gráfico 15.

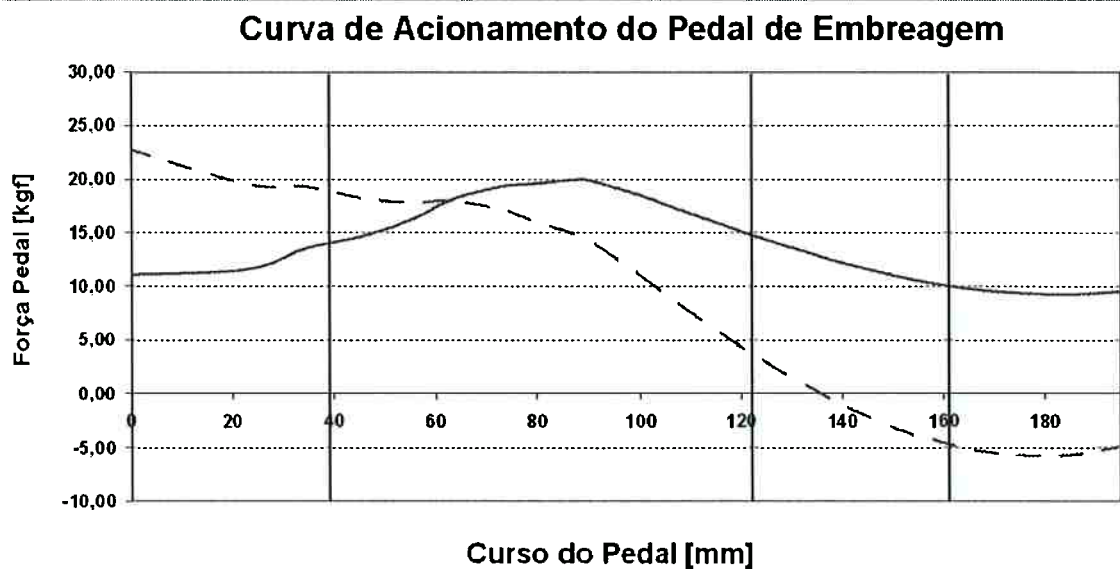


Gráfico 15: Curva pedal com constante da mola menor.

Da mesma maneira, foi tomado o cuidado de não exercer muita influência na região dois do gráfico, mantendo a carga inicial da mola alterando L1. Observa-se, assim, queda na região um e planificação das regiões três e quatro.

Mesmo com o bom aspecto da curva, o esforço máximo continua alto. Para melhorar o trecho dois da curva, o ponto de inversão da mola deve ser variado. Este é medido em porcentagem do curso do pedal e é definido pela diferença em graus entre a alavanca do cilindro mestre e a alavanca da mola (Figura 44 - "Dif"). Ao acionar o pedal, a mola começa a ser comprimida e no instante em que começa e se distender novamente, define-se o ponto de inversão. Quanto maior é o ângulo entre AMO e ACM, menor é o ponto de inversão, pois AMO aproxima-se da linha do ponto de inversão da mola, destacado na Figura 43 do item 3.10.

Inicialmente, aumenta-se o ponto de inversão, ou seja, diminui-se o ângulo entre AMO e ACM.

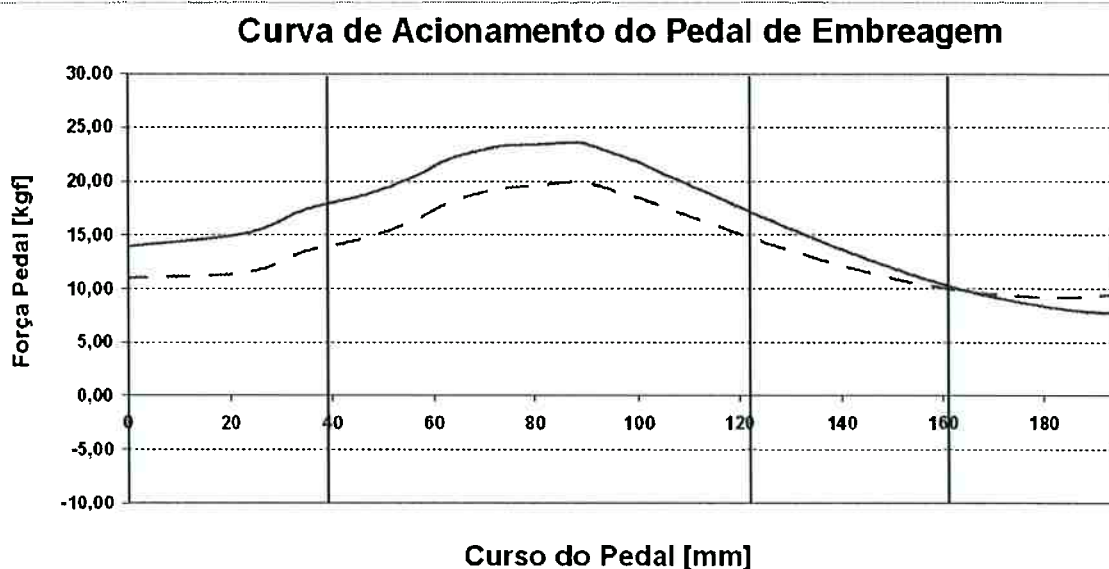


Gráfico 16: Curva pedal com ponto de inversão maior.

Observa-se aumento de esforço nas regiões um e dois e diminuição na região quatro, pois a mola auxiliar passa a “atrapalhar” muito mais o deslocamento do pedal nas regiões um e dois e torna a ação da mola auxiliar mais efetiva no final do curso. Este não é um resultado desejável, portanto deve-se diminuir o ponto de inversão. O Gráfico 17 ilustra o resultado desta modificação.

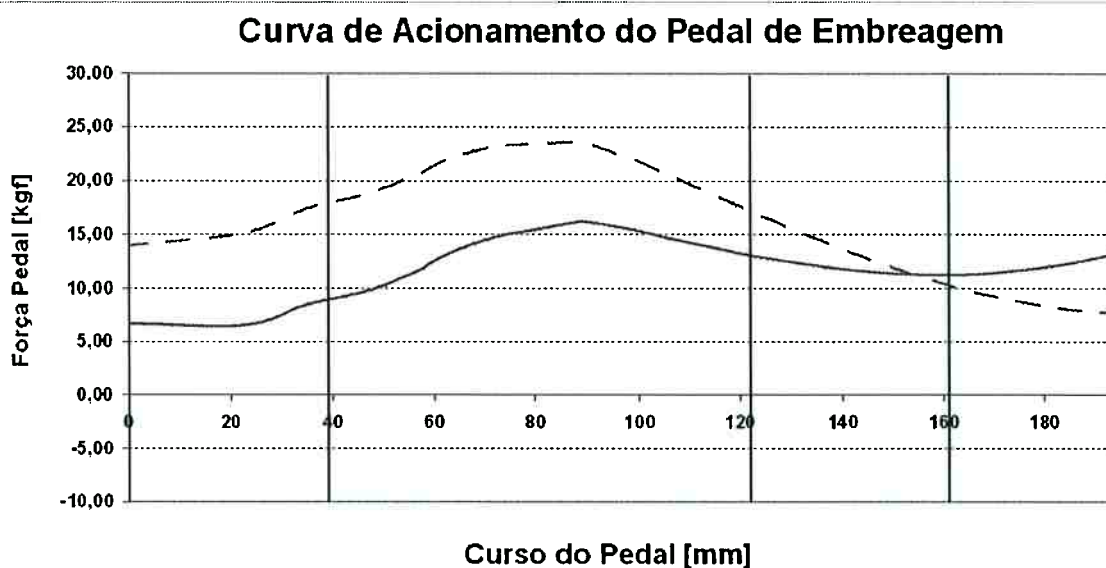


Gráfico 17: Curva pedal com ponto de inversão menor.

Esta mudança traz alterações significativas na curva pedal, fato que se deve à atuação mais efetiva da mola após o ponto de inversão. Na região um, a mola

auxiliar está sendo comprimida. No início da região dois, cerca de 20% do curso, há a inversão da mola, fazendo com que esta exerça força a favor do movimento de acionamento do pedal. Desta maneira os esforços nas regiões dois e três diminuem e, devido ao grande curso de distensão da mola após o ponto de inversão, na região quatro, há menos atuação da mola, com aumento de esforço no final do curso.

Existe, ainda, mais um artifício para calibração final da curva. A alteração da carga inicial da mola. O Gráfico 18 ilustra o efeito da diminuição da carga inicial da mola, ou aumento do L1.

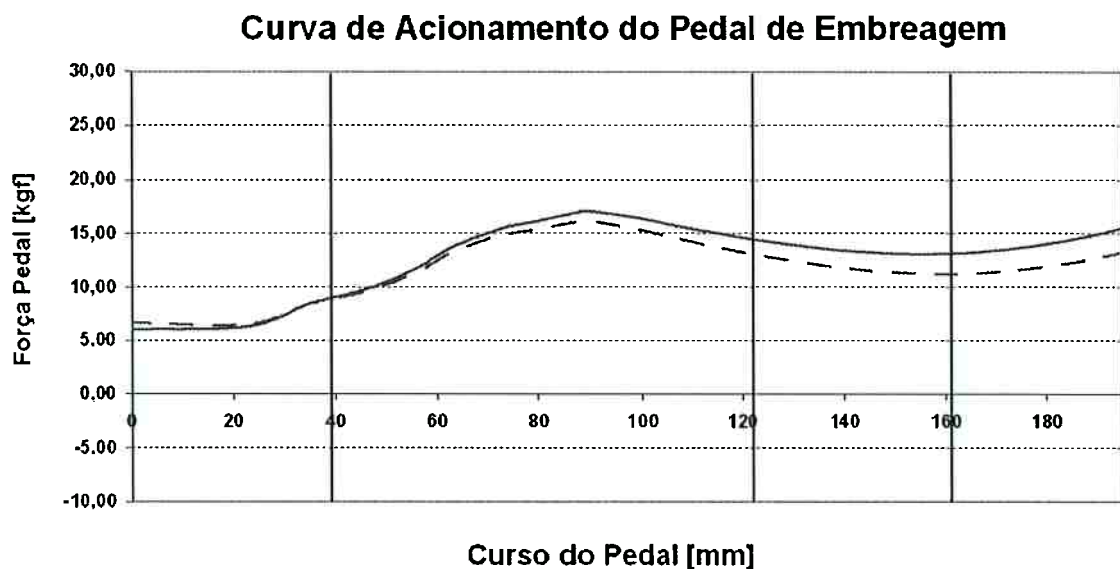


Gráfico 18: Curva pedal com L1 maior.

Observa-se que a diminuição da carga da mola auxiliar aumenta o esforço de acionamento nas regiões dois, três e quatro. Visto que na região dois, ainda há esforço superior a 150 N, meta para veículos comerciais, L1 é diminuído e o resultado é ilustrado no Gráfico 19.

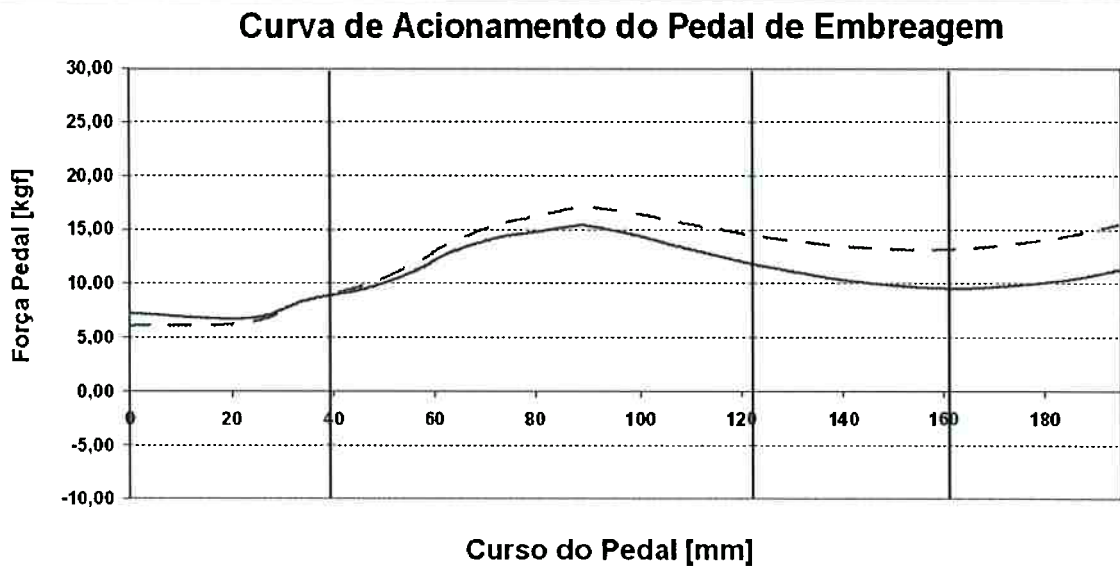


Gráfico 19: Curva pedal com L1 menor.

Com o aumento de carga inicial da mola (diminuição de L1), os esforços das regiões dois, três e quatro diminuem, atingindo a melhor configuração da pedaleira para o sistema em estudo. Neste ponto, um conjunto real, com base nos cálculos realizados, seria montado e a curva de acionamento real poderia ser obtida sem grandes modificações nos parâmetros da pedaleira, economizando tempo de projeto e mão de obra para o laboratório que realiza o teste de eficiência.

### 4.3. INFLUÊNCIA DA EXPANSÃO VOLUMÉTRICA NA CURVA PEDAL

Para uma situação onde fosse necessário alterar, por exemplo, o comprimento da tubulação do sistema, a expansão seria diferente e o cálculo do item 3.5. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO seria totalmente refeito. Supondo que o cálculo não fosse novamente realizado e a tubulação fosse alterada, a curva de acionamento teria influências significativas a serem observadas.

Com base nesta suposição, foi feita uma simulação de alteração do comprimento da tubulação. Esta modificação foi feita na tubulação do sistema que tinha inicialmente dois metros e foi substituída por outra de cinco metros.

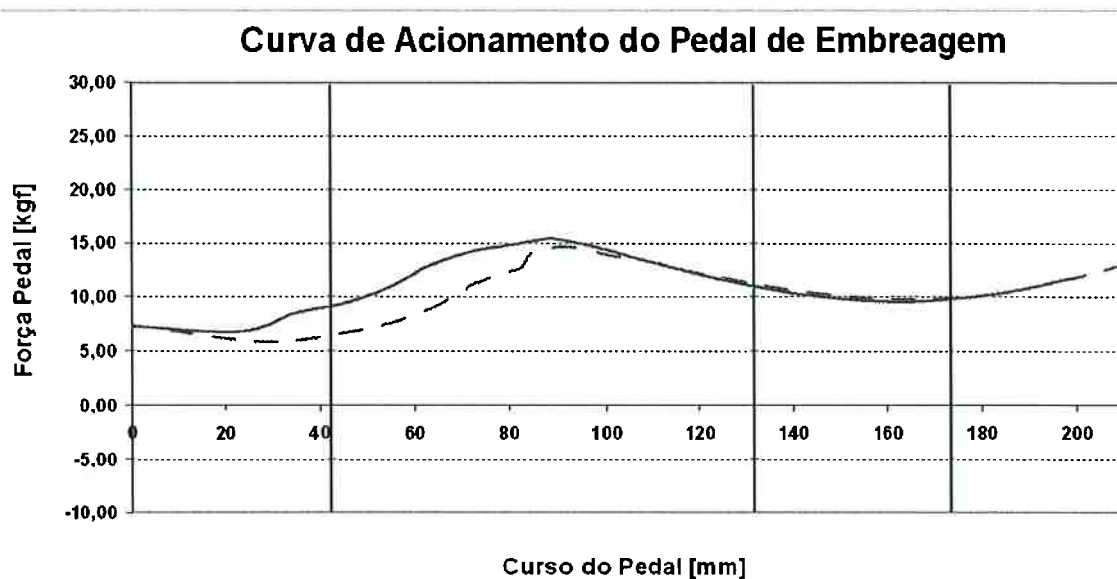


Gráfico 20: Influência do aumento da expansão volumétrica do sistema na curva pedal.

Sendo a curva contínua correspondente à utilização da tubulação de dois metros e a pontilhada a representação da utilização de uma tubulação de cinco metros, observa-se que a região dois foi deslocada para a direita e que o pico de força diminuiu, apesar de ter aumentado o esforço no final do curso e o curso de acionamento. Esta medida pode servir como ferramenta para melhorar o conforto no acionamento do pedal se houver folga no curso calculado para o sistema, mas é arriscada para sistemas “justos”, pois compromete o curso de acionamento. Efeito semelhante seria observado se a tubulação utilizada fosse substituída por outra de maior expansão. Caso típico na corrida pela redução de custos do produto final.

#### 4.4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

A curva de acionamento do pedal deve ser planejada ao máximo sem perder a região de modulação entre os trechos dois e três para introduzir sensação de conforto no acionamento, devido ao baixo esforço distribuído, e no retorno do pedal de embreagem devido ao menor esforço na região de modulação, que é a mais utilizada.



Analisando a curva detalhadamente, se a região um é muito fraca, o descanso do pé do condutor no pedal de embreagem é ainda mais indesejável para o sistema que fica pré-acionado podendo gerar patinação da embreagem (fenômeno descrito por Reitz, 2000) e desgaste do rolamento de embreagem.

As regiões dois e três são diretamente relacionadas e causam, no pedal, um fenômeno denominado “knick effect” ou “efeito chute”. Durante o retorno do pedal, o esforço na região três é muito baixo e a transição para o trecho dois causa desconforto e a sensação de que o pedal empurra o pé do condutor bruscamente para cima. Este fenômeno pode ser observado na curva pedal quanto há grande diferença entre as regiões em questão (maior do que 50 N), sendo que o esforço em dois é maior do que no trecho três.

Se a região quatro tiver um esforço muito alto, causará fadiga do condutor, pois no fim do curso, a perna está esticada. Esta característica também é prejudicial ao sistema, pois a troca de marchas passa a ser realizada no final da região três, não sendo suficiente para o desacoplamento total da embreagem. Para veículos comerciais, este efeito é ainda menos desejável, visto que os veículos são operados em turnos de trabalho de oito horas. No final do período, o operador não atua a embreagem até o final do curso, sobrecarregando os sincronizadores do câmbio e causando falhas como exemplificado na Figura 29 do item 3.5. VERIFICAÇÃO DO CURSO DE ACIONAMENTO.

Observando-se o item 4.2. é possível concluir que as maiores influências no perfil da curva são geradas pela alteração no ponto de inversão da mola auxiliar e pela alteração de sua constante. Durante esta avaliação, foi destacada a influência da constante da mola no esforço de final de curso (região quatro), onde uma mola de menor constante poderia diminuí-lo. A curva obtida neste trabalho contou com uma mola auxiliar de constante igual a 340 N/mm, mas uma mola de 50 N/mm também foi simulada no programa em Excel gerado. A melhor configuração de curva pedal obtida com a utilização da mola de 500 N/mm está ilustrada no Gráfico 21.

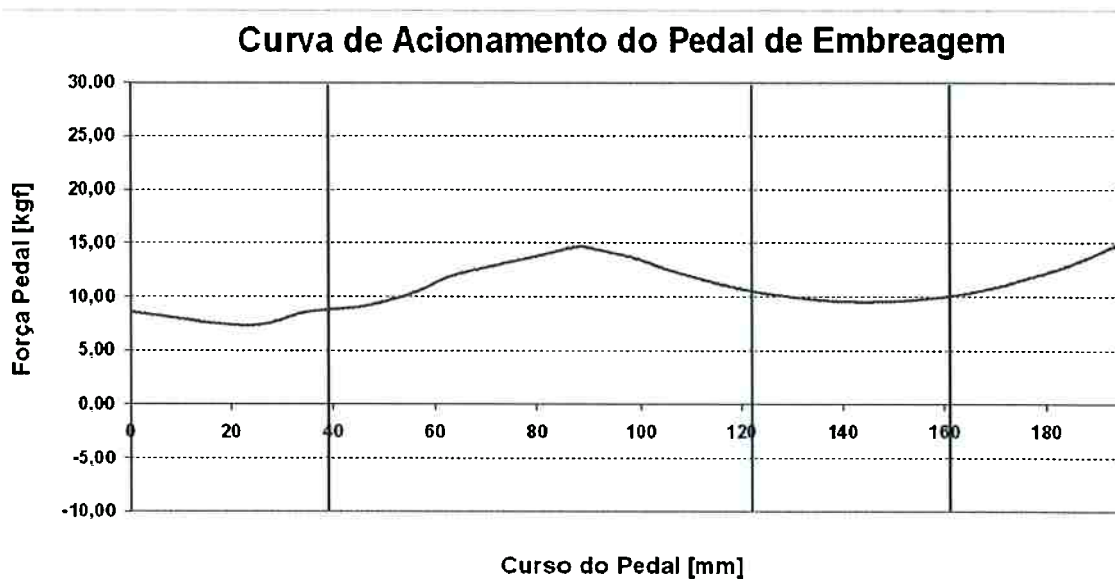


Gráfico 21: Curva pedal com mola auxiliar de constante igual a 500 N/mm

A curva é satisfatória, mas utilizando-se da ferramenta obtida neste trabalho, é possível variar os parâmetros virtualmente para obter melhores resultados na curva e aplicá-los no teste de eficiência. No caso, o esforço na região quatro seria aceitável, mas a aplicação de uma mola de menor constante com mesma carga inicial (L1 menor) leva à curva final obtida no item 4.2. No Gráfico 22 observa-se o efeito da diminuição da constante da mola na curva final obtida.

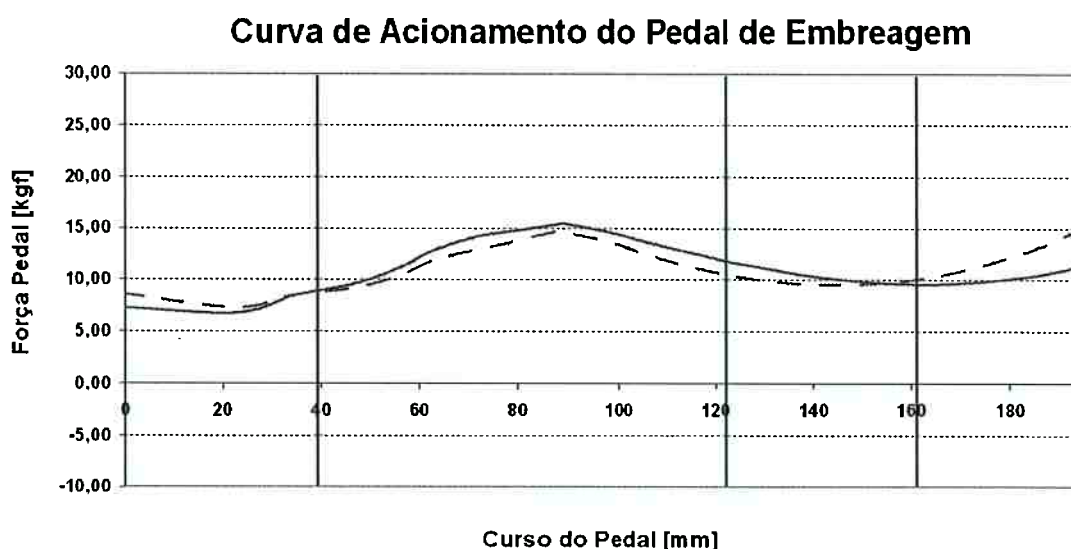


Gráfico 22: Curva pedal com mola auxiliar de constante igual a 340 N/mm

Sendo a curva contínua correspondente à aplicação da mola de constante 340 N/mm e à curva pontilhada correspondente à aplicação da mola de 500 N/mm,

observa-se diminuição significativa no esforço de acionamento da região quatro não comprometendo o restante da curva que se mantém praticamente inalterado.

O programa desenvolvido é de grande utilidade, pois diminui o tempo de realização do teste de eficiência apontando para uma configuração próxima ou, muitas vezes, igual àquela que será realmente utilizada. Apesar da boa referência que o programa desenvolvido gera, o teste de eficiência ainda é indispensável. O programa ainda possui certa imprecisão na curva final e faz muitas considerações empíricas.

Na hipótese de utilização dos parâmetros definidos no programa para liberação de um novo acionamento sem realização de teste de eficiência, seria necessário considerar que os componentes que serão montados no veículo atendem às tolerâncias de projeto e que o aumento de esforço de acionamento do platô de embreagem, devido ao desgaste de seus componentes internos, não seria significativa.

O programa conta, ainda, com alguns pontos passíveis de melhoria, pois, por exemplo, a perda de carga na tubulação devido ao comprimento e estrangulamentos não é considerada, os esforços calculados consideram velocidade de acionamento do pedal de embreagem tendendo à zero, condição diferente da real, as molas internas aos cilindros também têm alguma influência no esforço de acionamento, mas não foram consideradas.

Quanto ao programa, propriamente dito, pode haver melhor precisão no cálculo se a curva de acionamento do platô de embreagem for medida com maior frequência de aquisição. No programa é utilizada uma curva retirada somente com vinte e cinco pontos em um curso de doze milímetros. Apesar de realizar os testes de expansão com frequência de 100 Hz, conforme ilustrado no item 3.4. PERDAS ATRIBUÍDAS À LINHA HIDRÁULICA, o aumento desta frequência pode trazer melhor uniformidade da curva de acionamento, principalmente no meio do curso, onde a variação de pressão é maior.

Existem, ainda, parâmetros que nem o teste de eficiência pode prever, tais como, prevenção contra a entrada de impurezas no compartimento da embreagem, lubrificação correta nas articulações da mola auxiliar, eixo do garfo e pedal de embreagem que influenciam diretamente no esforço de acionamento do pedal.

## 5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Para a definição do curso de acionamento do cilindro mestre em função do curso de acionamento desejado no platô de embreagem, o programa é confiável e suficiente. Para a determinação da curva de esforço de acionamento do pedal, o programa é necessário, mas não suficiente. Deve, portanto, trabalhar em paralelo com o teste de eficiência, definindo direções para evitar montagens desnecessárias.

Conclui-se, portanto, que o programa para a definição de componentes e regulagens de um sistema de acionamento de embreagem, aqui desenvolvido, tem aplicação viável para direcionar a montagem do teste de eficiência, mas não é suficiente para a liberação de um sistema de acionamento novo.

O trabalho atingiu os objetivos estipulados concluindo sobre a vantagem da utilização de platôs auto-ajustáveis, mas atentando ao maior custo do componente, ilustrando os efeitos do mau dimensionamento e precauções a serem tomadas. Conclui, ainda, sobre a importância da diminuição da pressão da linha hidráulica com a adoção de cilindros auxiliares de maior diâmetro para atingir menores patamares de expansão dos componentes. O programa desenvolvido pode auxiliar na unificação de componentes e no correto dimensionamento dos componentes para redução de custos de produção e índices de garantia.

A maior dificuldade na realização do trabalho foi a determinação das perdas hidráulicas, pois a verificação empírica contida no item 3.4 foi realizada para todos os componentes disponíveis e passíveis de utilização, tomando muito tempo.

O trabalho pode ser complementado com verificações específicas sobre a linha hidráulica no que diz respeito a perdas de carga, estrangulamentos e influência da velocidade de escoamento do fluido, determinando a curva de retorno do pedal.

Outro tema que pode servir para trabalhos futuros é a frequência de aquisição de dados para as expansões dos componentes e curva de acionamento do platô de embreagem.

Aliado a estas progressões do trabalho, poderia ser criada uma interface mais amigável no programa que facilitasse sua operação mesmo para leigos no assunto. Desta maneira poderia ser uma ferramenta para estimativas rápidas que são freqüentes no dia a dia de projeto de veículos.

## 6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

TEIXEIRA, C. A. R. **A confiabilidade como fator de valor na melhoria de produtos. Estudo de caso: Sistema de embreagem automotiva.** Trabalho Final de Mestrado Profissional. Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas. 2004. 110p

Centea, D.; Rahnejat, H.; Munday, M.T. **Non-Linear multy body dynamics analysis for the study of clutch torsional vibrations (judder).** Applied Mathematical Modelling, 25 (2001), pp. 177 – 192.

SHAVER, R. **Manual transmission clutch systems.** Society of Automotive Engineers, Warrendale-USA, AE-17,1997. 191p

FONTANA, G.; SILVA, R. P; LOPES, A.; FURLANI, C. E. A. **Avaliação de características ergonômicas no posto do operador em colhedoras combinadas.** XXXI Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola. Jaboticabal, 2004 p684-694

Montanari, M.; Ronchi, F.; Rossi, C.; Tili, A; Tonielli, A. **Control and performance evaluation of a clutch servo system with hydraulic actuation.** Control Engineering Practice. 2004. pp. 1369 – 1379.

SACHS Aftermarket Center. **Manual de reparo de sistemas de embreagem – caminhões e ônibus.** Edição nº01. São Bernardo do Campo. ZF do Brasil Ltda – Divisão SACHS. Jan/2005.

Bartlett, H.; Whalley, R.; **Power transmission system modeling.** Department of Mechanical and Medical Engineering. University of Bradford. 1997.

VALEO Transmissions. **Self adjusting technology.** Trabalho apresentado à DaimlerChrysler do Brasil. São Bernardo do Campo.Mar/2004. Não Publicado

NOTÍCIAS da Oficina. Edição 4. [S.l.:s.n], jul/ago 2003

Reitz, A.; Biermann, J.W.;Kelly, P. **Special test bench to invesigate NVH phenomena of the clutch system.** Institut für Kraftfahrwesen Aachen. RWTH-Aachen e Unidade Ford Alemanha. Köln. [ca. 2000].

CANALE, A. C.; GUTIÉRREZ, J. C. H. **Estudo do desempenho da frenagem e do controle da velocidade de descida longo e acentuado no trecho da serra do mar da rodovia dos imigrantes de veículos comerciais representantes da frota nacional.** Pós Doutorado. São Carlos. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo – Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e automobilística. 2005. 406p.

KAYANO, N. T.; SANTOS, W. M. **Avaliação da aplicação ônibus urbano para a melhoria do desenvolvimento de componentes.** Campinas. Society of Automotive Engineers – III Seminário SAE de Power Train. 2005

Küpper, K.; Seebacher, R.; Werner, O. **Think systems – Software by LUK**, 7th LUK Symposium. 2002. pp. 219 – 230.

INMETRO. **Inspeção de veículos rodoviários para o transporte de produtos perigosos.** RTQ-5 RTA0009245. [S.l]. [ca. 2004]. 22p

SCHAEFFLER Group – Divisão LUK. **SAC - Embreagem auto ajustável – Princípio de funcionamento.** Trabalho apresentado à DaimlerChrysler do Brasil. São Bernardo do Campo. Fev/2006. Não Publicado

Duan, C.; Singh, R. **Transient responses of a 2-dof torsional system with nonlinear dry friction under a harmonically varying normal load.** Journal of Sound and Vibration. 2005. pp. 223–1234.

CROUSE, W. H.; ANGLIN, D. L. **Automotive mechanics.** 10.ed. New York, McGraw-Hill, 1993.

MOMISSO; P. C. et al. **Development of clutch systems for commercial vehicles.** São Paulo. Society of Automotive Engineers – Congresso SAE. 2004.

Khamlichi, A.; Bezzazi, M.; Parrón, V.M.A. **Optimizing the thermal properties of clutch facings.** Journal of Materials Processing Technology, 142 (2003), pp. 634 – 642.

SICE – Sistema de Informação sobre comércio exterior. **Regulamento técnico MERCOSUL de veículos da categoria M3 para o transporte automotor de passageiros.** [S.l].

Disponível em <http://www.sice.oas.org/trade/mrcsrs/resolutions/res1902p.asp>  
Acesso em 15 nov. 2006.