

verlag moderne industrie

# Sistemas de comando de válvulas para motores de combustão interna

Desenvolvimento, fabricação, aplicações



---

Este livro foi elaborado com a colaboração técnica da  
Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG.

Participaram da elaboração deste livro:

Anke Römmer, Arndt Ihlemann, Michael Haas, Dr. Peter Solfrank,  
Martin Jäkel, Werner Bretting e Dr. Uwe Geiger.

Tradução: Monica Lindmayer

© 2011 Permanecem reservados todos os direitos em favor da editora  
Süddeutscher Verlag onpact GmbH, 81677 München  
www.sv-onpact.de

Primeira publicação na Alemanha: nas séries

*Die Bibliothek der Technik*

Título original: *Ventiltriebssysteme für Verbrennungsmotoren*

© 2003 by verlag moderne industrie

Ilustrações: N.º 6 FEV Motorentchnik GmbH, Aachen; N.º 14 Motor-  
technische Zeitschrift (MTZ), GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden;  
todas as demais Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG, Herzogenaurach  
Composição tipográfica: HJR, Landsberg am Lech  
Impressão e encadernação: Sellier Druck GmbH, 85354 Freising  
Printed in Germany 236600

---

# Índice

<b>Comando de válvulas para motores de combustão interna</b>	<b>4</b>
<hr/>	
Tipos de construção .....	6
Compensação de folga de válvulas .....	12
<b>Comandos de válvula com tucho</b>	<b>18</b>
<hr/>	
Design .....	18
Fabricação .....	18
<b>Comandos de válvula com balancim</b>	<b>23</b>
<hr/>	
Design .....	23
Fabricação .....	29
<b>Dimensionamento de trens de válvulas</b>	<b>35</b>
<hr/>	
Cinemática de trens de válvulas.....	35
Cálculo e otimização.....	37
Modelamento .....	41
Comparação entre experiência e simulação .....	51
Variação de parâmetros .....	58
<b>Projetos especiais</b>	<b>62</b>
<hr/>	
Trens de válvulas variáveis .....	62
Trens de válvulas totalmente variáveis .....	70
<b>O parceiro deste livro</b>	<b>71</b>
<hr/>	

# Comando de válvulas para motores de combustão interna

## A troca de gases

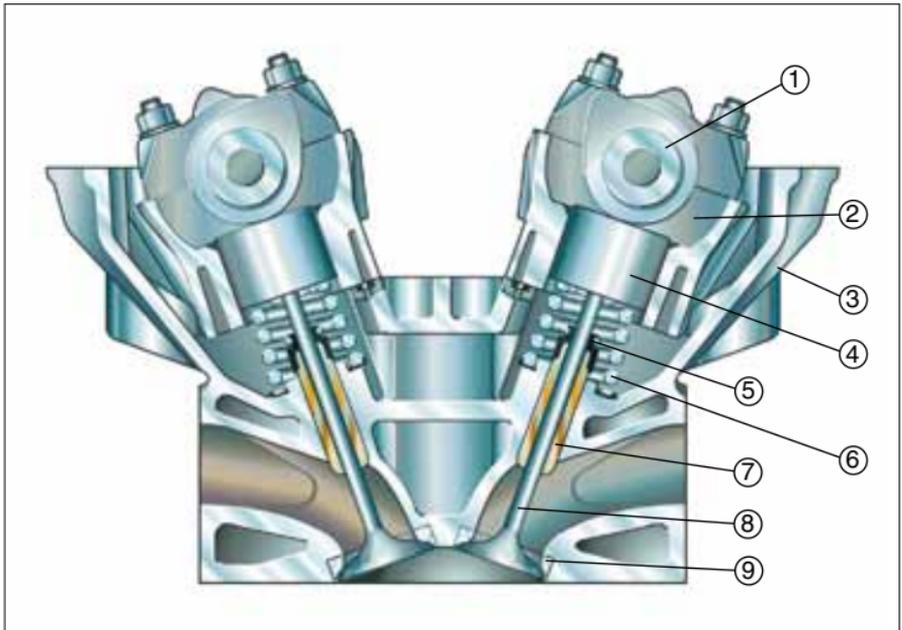
Um motor de combustão interna deve ser abastecido ciclicamente de ar fresco, enquanto o gás de escape produzido por ele precisa ser eliminado. No motor de quatro tempos, o processo de aspiração de ar fresco e eliminação de gás de escape é denominado de troca de gases. No decorrer de várias trocas de gases, as seções de passagem de gases dos cilindros (canais de admissão e escape) são abertas e fechadas periodicamente por dispositivos de bloqueio (as válvulas de admissão e de escape), que devem desempenhar as seguintes tarefas:

- liberar maior seção transversal de abertura possível;
- efetuar a abertura e fechamento rapidamente;
- possuir uma forma aerodinamicamente favorável, para manter baixa a perda de carga que ocorre;
- alcançar uma boa vedação em estado fechado;
- dispor de uma elevada resistência.

## O trem de válvulas

Nos motores de combustão interna, são utilizadas, praticamente com exclusividade, válvulas como dispositivos de bloqueio. A duração e a sequência dos movimentos das válvulas são determinadas pelo eixo comando de válvulas. O mecanismo de transferência do curso do came para as válvulas (incluindo as válvulas) é denominado de trem de válvulas (Fig. 1).

O trem de válvulas é submetido a grandes acelerações e desacelerações. As forças de inércia



inerentes a esse processo aumentam em função da rotação crescente  $n$  e submetem o conjunto a grandes esforços. Além disso, as válvulas de escape precisam ser resistentes às elevadas temperaturas provenientes dos gases de escape.

Para funcionarem perfeitamente nessas condições, os componentes de trens de válvulas necessitam cumprir determinadas exigências, como:

- dispor de grande resistência (que garanta durabilidade por toda a vida útil do motor);
- funcionar com baixo atrito;
- garantir uma dissipação de calor suficiente das válvulas (especialmente das válvulas de escape).

Além disso, deve ser observado que os componentes do trem de válvulas não introduzam nenhum impulso ao sistema, nem tampouco ocorra perda de contato entre as peças do conjunto.

*Fig. 1:*

- Componentes do trem de válvulas*
- 1 Eixo comando*
  - 2 Guia do tucho*
  - 3 Cabeçote do motor*
  - 4 Tucho mecânico*
  - 5 Retentor de válvulas*
  - 6 Mola da válvula*
  - 7 Guia da válvula*
  - 8 Válvula*
  - 9 Assento da válvula*

### **Requisitos para os componentes do trem de válvulas**

### Tipos de construção

Os comandos de válvulas existem em diversos tipos de construção. Todos eles têm em comum o acionamento pelo eixo comando, mas são diferenciados pelas seguintes características:

#### Crítérios de diferenciação

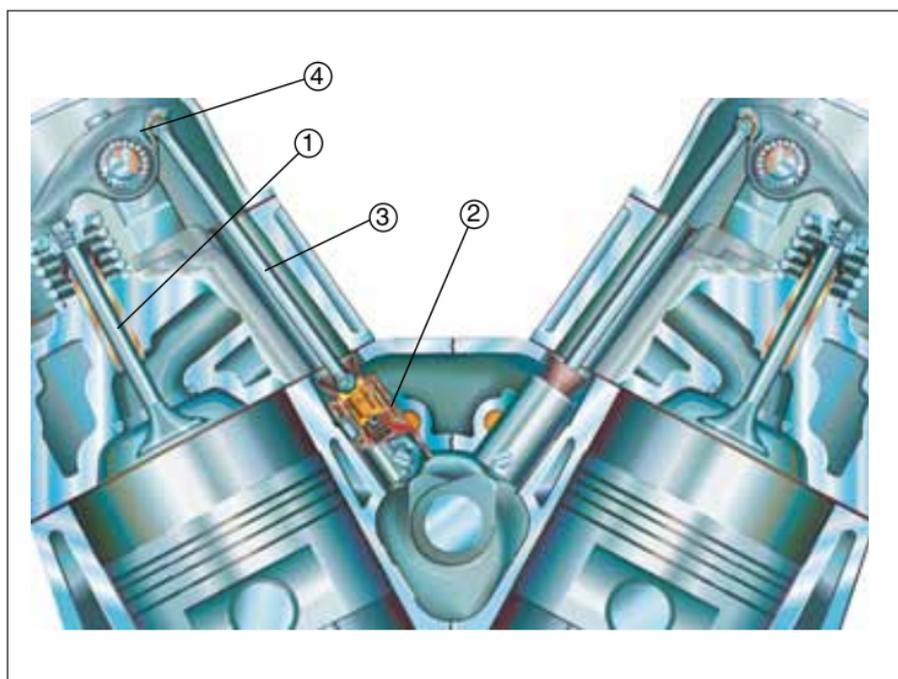
- quantidade de válvulas acionadas e
- quantidade e posição dos eixos comando que as acionam.

Fig. 2:  
*Trem de válvulas de um motor com eixo comando montado no bloco (motor OHV)*

- 1 Válvula
- 2 Tucho roletado hidráulico
- 3 Vareta
- 4 Balancim articulado mecânico

Os eixos comando podem ser instalados no motor em duas posições, sendo denominados eixos comando no cabeçote ou eixos comando no bloco.

Os eixos comando no bloco são instalados abaixo da linha de separação do cabeçote e do bloco de cilindro. O trem de válvulas desse tipo de motor também é denominado de **Overhead-Valves (OHV)** (Fig. 2). O mecanismo de acionamento depende da disposição das válvu-



las. Atualmente, são usadas, via de regra, válvulas suspensas, acionadas por balancins articulados ou pela combinação de um balancim articulado e uma haste impulsora (denominada vareta). Os elementos de acionamento acima citados servem para transformar a curva de elevação determinada pelo perfil do came em um movimento de curso da válvula de troca de gases.

Os eixos comando no cabeçote são instalados acima da linha de separação do cabeçote e do bloco de cilindro. A construção é denominada **Overhead Camshaft (OHC)** – em caso de um único eixo comando – ou **Double Overhead Camshaft (DOHC)**, quando há dois eixos comando no cabeçote. Os mecanismos correspondentes para o acionamento das válvulas são os trens de válvulas OHC e DOHC (Fig. 3).

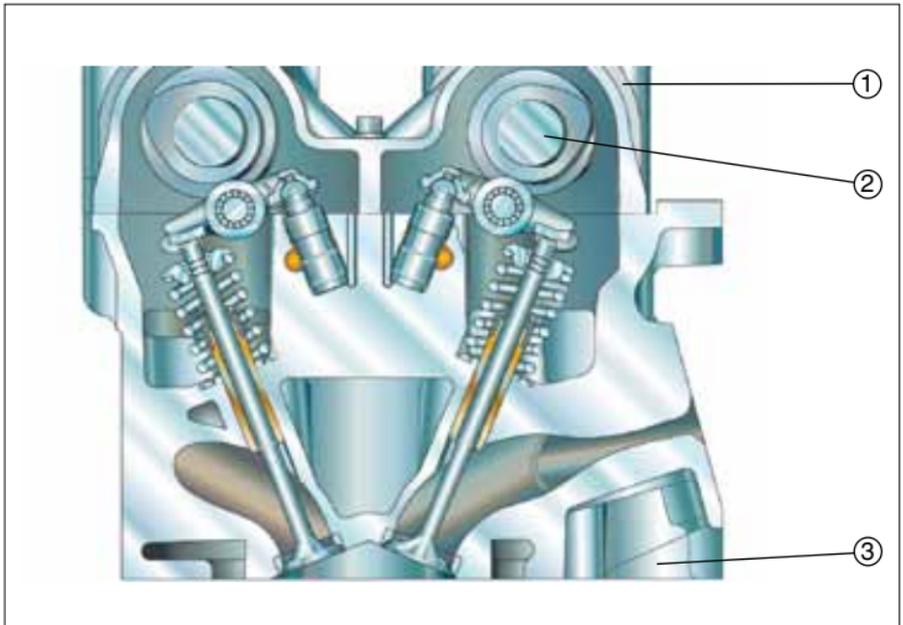
Altas potências do motor somente podem ser obtidas se as válvulas desempenharem sua função com precisão, especialmente em altas

## Soluções para motores OHV- ...

## ... motores OHC e DOHC

Fig. 3:  
Trem de válvulas de um motor com duplo eixo comando montado no cabeçote (motor DOHC)

- 1 Tampa do cabeçote
- 2 Eixo comando
- 3 Cabeçote



## 8 Comando de válvulas para motores de combustão interna

---

**Desenvol-  
vimentos na  
Europa ...**

rotações, ou seja, quando os processos de abertura e fechamento ocorrem de forma sincronizada com a rotação do virabrequim. É um pré-requisito que o sistema de acionamento tenha elementos que sejam o menos elásticos possível. Os comandos de válvulas OHC e DOHC preenchem esses pré-requisitos, motivo pelo qual, na Europa, são desenvolvidos principalmente motores com eixo comando instalado no cabeçote.

**... na Ásia e  
nos EUA**

Na Ásia, especialmente no Japão, é possível observar a mesma tendência que na Europa, porém, com a diferença que os trens de válvulas contêm, há alguns anos, elementos variáveis (balancins articulados) que permitem comutar entre diferentes curvas de curso de válvulas. Nos Estados Unidos, continua dominando a construção tipo **Overhead-Valves** (OHV), especialmente nos motores em V, de grandes cilindradas. Nesse caso, o eixo comando é instalado no “V” do bloco de cilindros. Semelhante aos motores OHC, os motores OHV se destacam pela construção compacta e por sua fabricação econômica.

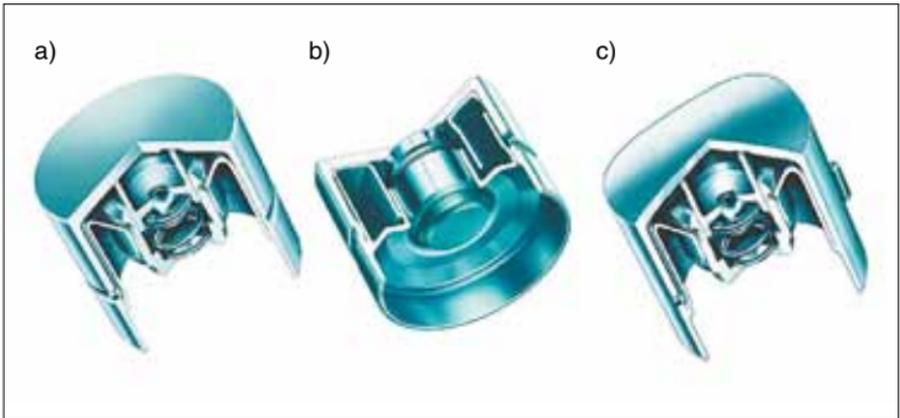
**Conceitos para  
motores de  
veículos  
utilitários**

Nos motores a diesel para veículos utilitários, há uma tendência de desenvolvimento no conceito de quatro válvulas. Balancins articulados simples ou duplos são usados para acionar as válvulas. Como ocorre na versão com duas válvulas, os balancins são acionados pelo eixo comando localizado no bloco, através de varetas.

Os trens de válvulas utilizados nos motores descritos podem ainda ser divididos em acionamento direto e indireto.

### **Trens de válvulas com acionamento direto**

No trem de válvulas com acionamento direto, não há nenhum elemento multiplicador entre a válvula e o eixo comando. Um exemplo é o trem de válvulas com tucho: o curso do came



é transmitido diretamente do fundo do tucho para a válvula (Fig. 4, veja também Fig. 1, Pág. 5).

Acionamentos diretos se destacam por seus excelentes valores de rigidez e, ao mesmo tempo, pequenas massas em movimento. Por esse motivo, apresentam um bom comportamento mesmo em altas rotações. Outra característica desse tipo de trem de válvulas é o contato deslizante: não há nenhum outro elemento entre o fundo do tucho e o came, como, por exemplo, um mancal de rolamento ou um rolo, mas as faces dos dois elementos encostam diretamente uma sobre a outra.

### **Trens de válvulas com acionamento indireto**

Em comparação com os trens de válvulas com tuchos, estes trens de válvulas dispõem de um elemento adicional para a multiplicação da força ou do movimento – o balancim flutuante ou balancim articulado. Por esse motivo, esses sistemas são denominados trens de válvulas com acionamento indireto.

Nos trens de válvulas com balancim flutuante ou articulado, o curso do came é transmitido por uma alavanca. Uma extremidade do balancim está apoiada (por um elemento de apoio) no cabeçote; a outra está apoiada sobre a ponta

*Fig. 4:*  
*Tucho hidráulico com*  
*a) Dispositivo antidreno*  
*b) Labirinto*  
*c) Superfície de contato cilíndrica*

### **Princípio de funcionamento**

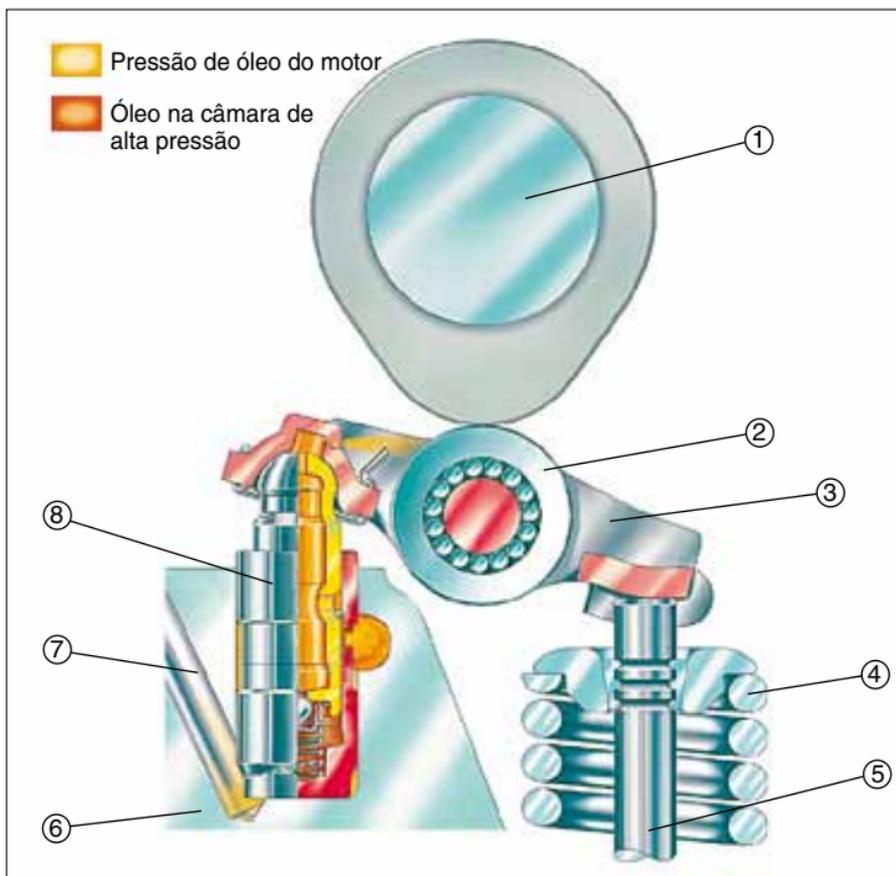
## 10 Comando de válvulas para motores de combustão interna

da haste da válvula. A alavanca permite realizar diversas relações de transmissão entre o curso do came e o curso da válvula. O trem de válvulas com balancim articulado funciona de forma semelhante. Também nesse caso, uma alavanca é utilizada para efetuar a transmissão da curva de elevação, no entanto, o balancim articulado está apoiado no centro. O eixo de apoio (“flauta”) se encontra entre a válvula e o eixo comando. Esse tipo de construção também permite diversas relações de transmissão entre o curso do came e o curso da válvula.

Nos trens de válvulas para motores OHC ou DOHC, o contato do balancim com o came é realizado por meio de um contato deslizante

Fig. 5:  
Comando indireto de  
válvulas roletado

- 1 Eixo comando
- 2 Rolete de apoio
- 3 Balancim flutuante estampado
- 4 Mola da válvula
- 5 Válvula
- 6 Cabeçote
- 7 Furo de respiro e alívio de pressão
- 8 Pivô hidráulico



ou de um rolete de apoio (Fig. 5). Nos motores com eixo comando no bloco (motores OHV), a distância entre o came e o balancim é relativamente grande. Nesse caso, uma vareta transmite o movimento de elevação para o balancim. Varetas são utilizadas em combinação com seguidores de cames ou tuchos especiais, que estabelecem o contato com o came através de uma superfície deslizante (tucho plano ou ovalado) ou de um rolo (tucho roletado), além de desempenharem a função de guiar a vareta (veja Fig. 2, Pág. 6).

## Tuchos especiais

### Elementos em contato direto

Nos pontos de contato entre peças em movimento ocorre atrito, por exemplo, entre o came e o elemento de contato ou entre o trem de válvulas e a válvula. As perdas relacionadas

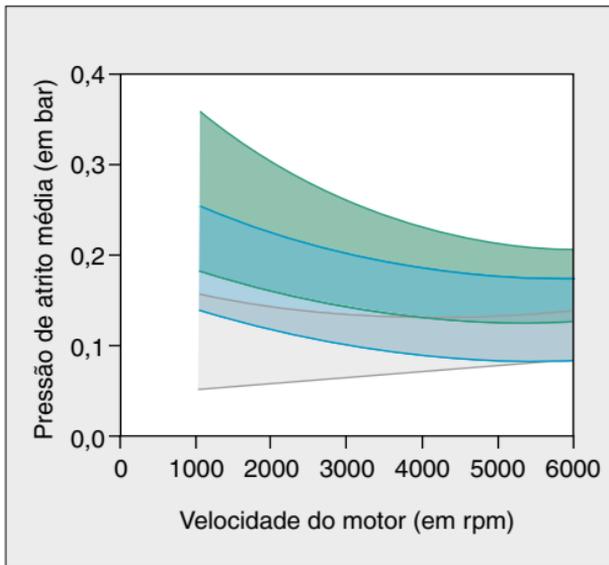


Fig. 6: Pressão de atrito média para diversas versões de trem de válvulas (verde: contato deslizante com compensação hidráulica de folga; azul: contato deslizante sem compensação hidráulica de folga; cinza: contato roletado)

dependem da configuração do elemento de contato do trem de válvulas: devido às elevadas forças de contato e altas velocidades relativas entre os componentes, os contatos deslizantes produzem as maiores perdas por atrito.

## Redução das perdas por atrito

Ao utilizar um rolo no ponto de contato, o atrito rolante predominante produzido nesse local reduz significativamente as perdas (Fig. 6).

### Compensação de folga de válvulas

Todos os sistemas de trem de válvulas mencionados até agora devem dispor de uma determinada folga com a válvula fechada – denominada folga da válvula. O objetivo é compensar alterações de comprimentos ou mudanças dimensionais de componentes, provenientes de desgaste ou alternâncias de temperaturas.

Quando a folga da válvula é pequena demais, a válvula não fecha completamente, deixando de assegurar uma vedação satisfatória. No entanto, se a folga for muito grande, ocorrem ruídos. A folga da válvula é uma grandeza variável, que depende tanto da temperatura do motor de combustão interna, quanto de seu tempo de funcionamento e de seu respectivo desgaste. Por exemplo, ao aumentar a temperatura do motor, a válvula de elevação aquece mais rapidamente do que o cabeçote. Devido aos diferentes coeficientes de dilatação térmica dos materiais, ocorre uma alteração na folga da válvula, que pode ser compensada de várias formas.

### Função da folga de válvulas

### Ajuste automático

#### Compensação hidráulica da folga

Elementos hidráulicos de compensação ajustam a folga automaticamente (Fig. 7). Podem ser utilizados em conjunto com tuchos, balancins flutuantes e articulados, assim como com todos os seguidores de cames de comandos de válvulas tipo OHV.

Nos trens de válvulas com tucho, o elemento hidráulico de compensação está integrado ao tucho. Em trens de válvulas com balancim flutuante, a compensação de folga é efetuada por meio de um pivô hidráulico. Para trens de

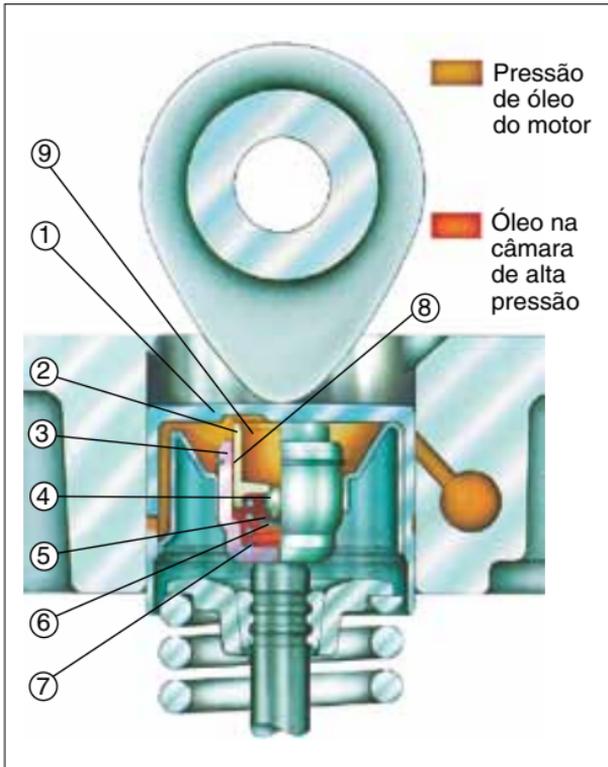


Fig. 7:  
 Compensação hidráulica de folga de válvulas, no exemplo do tucho (fase de abertura da válvula)

- 1 Carcaça externa
- 2 Pistão
- 3 Carcaça interna
- 4 Esfera da válvula
- 5 Mola da válvula
- 6 Capa da válvula
- 7 Mola de retorno
- 8 Folga de escoamento
- 9 Reservatório de óleo

válvulas com balancim articulado, a função compensatória é realizada por insertos hidráulicos, que estabelecem a ligação para a haste da válvula.

Elementos hidráulicos de compensação são constituídos por uma unidade de carcaça pistão preenchida de óleo, uma válvula de retenção e uma mola de retorno. O pistão com a válvula de retenção integrada é guiado de forma móvel dentro da carcaça. Uma mola força a separação dos dois elementos, entre os quais existe uma folga de escoamento.

A compensação de folga ocorre de acordo com o seguinte princípio: devido ao formato excêntrico do came, a rotação do eixo comando pode ser dividida em duas fases: a fase na qual o curso do came é transmitido e a fase de círculo base. Durante a fase do curso de válvula,

### Componentes dos elementos hidráulicos

### Princípio de funcionamento

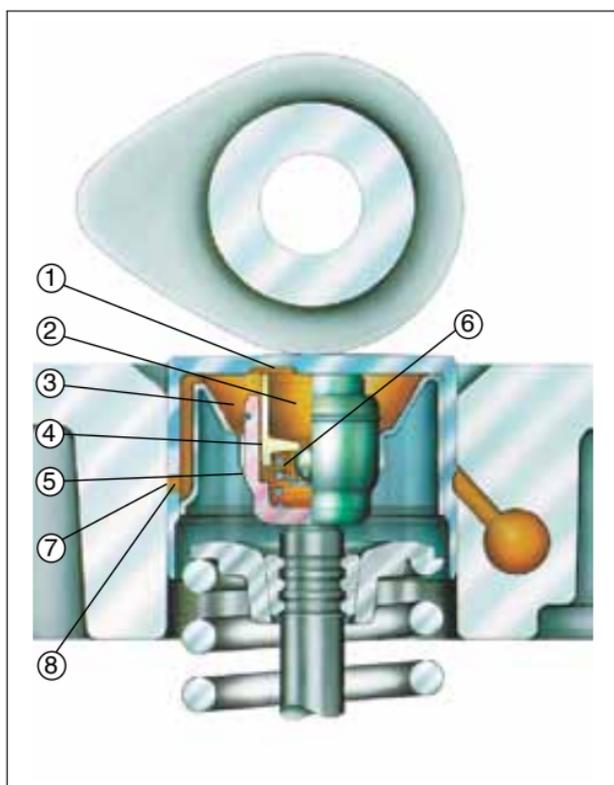
### Fase de abertura da válvula

uma força é transmitida sobre o tucho ou balancim. Ela resulta da força efetuada pelo came e das forças contrárias, produzidas pela mola da válvula do motor e das massas inerciais. A carga sobre o tucho ou balancim causa a redução da distância entre o pistão e a carcaça interna, assim como uma sobrepressão na câmara de alta pressão. Com isso, uma pequena quantidade de óleo é pressionada pela folga de escoamento entre a carcaça interna e o pistão, de volta para o reservatório de óleo.

### Escoamento

Fig. 8:  
*Compensação hidráulica de folga de válvulas, no exemplo do tucho (fase do círculo base)*

- 1 Rebaixo da carcaça
- 2 Reservatório de óleo (pistão)
- 3 Reservatório de óleo (carcaça externa)
- 4 Folga de escoamento
- 5 Furo guia
- 6 Câmara de alta pressão
- 7 Canal de alimentação de óleo
- 8 Furo de alimentação



### Fase do círculo base

Na fase de círculo base, não ocorre transmissão de curso (Fig. 8). A mola de retorno pressiona contra o pistão e o separa da carcaça interna, até que a folga da válvula esteja compensada. Devido à diferença de pressão, a válvula de retenção entre a câmara de alta pressão

e o reservatório de óleo é aberta. O óleo flui pelo rebaixo na carcaça, reservatório de óleo interno e pela válvula de retenção esférica para a câmara de alta pressão, eliminando a diferença de pressão (compensação de escoamento). Quando finalmente a pressão diferencial entre a câmara de alta pressão e o reservatório de óleo fica menor do que a pressão de abertura da válvula de retenção, ela torna a fechar.

Dependendo da dilatação ou contração do trem de válvulas, decorrente da alteração de temperatura, prevalecerá o escoamento ou a compensação de escoamento.

Em projetos de trem de válvulas com elemento hidráulico de compensação, é fundamental tomar cuidado para que a força de mola ultrapasse as forças inerciais sob quaisquer condições e em grau suficiente. Isso é necessário para evitar a perda de força de contato no trem de válvulas, que eventualmente implica em um prolongamento do elemento compensador. Por esse motivo, nos trens de válvulas com compensação hidráulica de folga, são usadas molas com constantes de mola maior ou com pré-tensão mais alta do que em trens de válvulas com folga ajustável mecanicamente.

### **Compensação mecânica de folga**

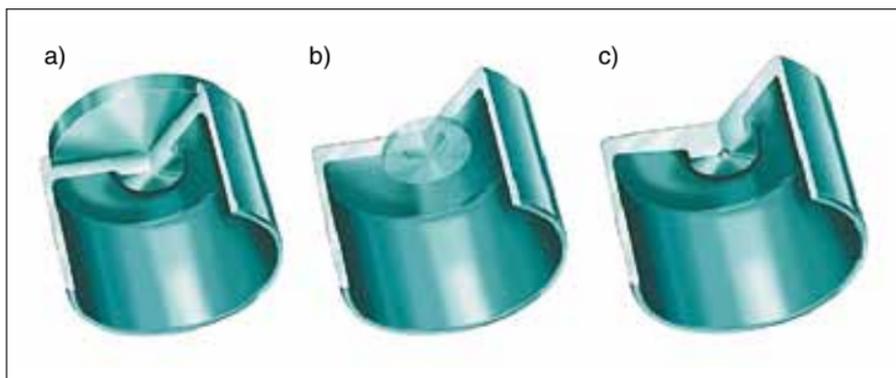
Os elementos mecânicos de compensação constituem uma alternativa à compensação hidráulica de folga. A folga da válvula é medida, inicialmente, na primeira montagem do trem de válvulas, havendo diversas possibilidades de regulagem.

Ao utilizar um tucho, a folga pode ser adaptada, alternativamente, por meio da espessura do fundo ou mediante escolha de um disco de ajuste de espessura correspondente (Fig. 9). Tuchos com espessura de fundo escalonada ou

**Compensação de escoamento**

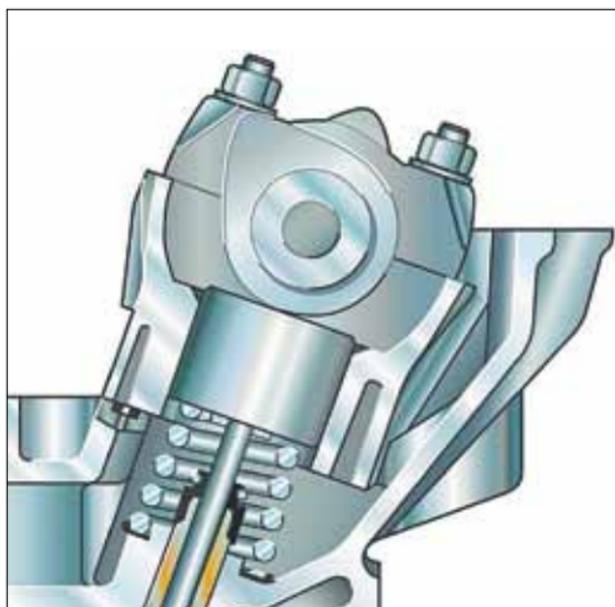
**Dimensionamento**

**Modelos de elementos de compensação mecânicos**



*Fig. 9:*  
*Tucho mecânico com*  
*a) Disco de ajuste superior*  
*b) Disco de ajuste inferior*  
*c) Espessura de fundo escalonada*

com disco de ajuste inferior têm preferência na aplicação por apresentarem, comparativamente, uma massa menor. Nas versões com disco de ajuste superior (modelo “topshim”), há a vantagem de não ser absolutamente necessário desmontar o tucho para serviços de ajuste ou manutenção. Porém, comparado com outros formatos de tucho que produzem o mesmo curso de válvula, esse modelo é significativamente mais pesado e ocupa maior espaço. No caso de motores DOHC (com dois



*Fig. 10:*  
*Posição de montagem de um tucho mecânico*

eixos comando no cabeçote), é possível aproveitar a pouca altura dos trens de válvula com tuchos mecânicos (Fig. 10). A utilização desses sistemas permite reduzir a altura construtiva total do motor.

Ao mesmo tempo, é possível regular a folga da válvula com um parafuso de ajuste. Essa solução é aplicada, por exemplo, nos trens de válvulas com balancim articulado.

Em comparação com os elementos hidráulicos de compensação, as soluções mecânicas implicam em trabalho adicional para o ajuste e manutenção. Em contrapartida, apresentam maior rigidez e menos massa (com exceção do modelo com disco de ajuste tipo “*topshim*”). A rigidez mais elevada é resultante da inexistência de elementos hidráulicos de transmissão no fluxo de forças, que sempre apresentam certa elasticidade. Como o elemento de transmissão não tem contato com o came na fase de círculo base e as molas de válvula produzem forças menores, os trens de válvula com compensação mecânica de folga também apresentam menos perdas por atrito.

**Desvantagens e**

...

**... vantagens da  
solução  
mecânica**

# Comandos de válvula com tucho

## Design

**Definição da forma geométrica ...**

Para motores com eixo comando de válvulas no cabeçote, o diâmetro do tucho é determinado pela velocidade máxima do tucho. Já a largura necessária dos cames é definida pelo tipo de material e construção, uma vez que, dependendo desses dois fatores, tanto os cames como os tuchos suportam apenas determinadas pressões superficiais.

**... e do material**

Tuchos possuem um contato deslizante, ou seja, entre o fundo do tucho e o came ocorrem perdas por atrito. Mediante uma combinação adequada de materiais, essas perdas podem ser mantidas baixas. Bons resultados podem ser obtidos com a combinação de um tucho fabricado em aço temperado e um came de ferro fundido duro ou ferro fundido cinzento. Para reduzir ainda mais o desgaste, o came é retificado para definir um perfil inclinado e é deslocado lateralmente em relação ao tucho, de forma que, a cada acionamento, o tucho seja girado num determinado ângulo.

## Fabricação

Tuchos com elemento hidráulico de compensação são compostos por um corpo de base de chapa de aço estampado de repuxo profundo e um pequeno elemento hidráulico. Por esse motivo, seu peso é relativamente baixo. Comparativamente, os tuchos mecânicos da construção tipo “*topshim*”, com o mesmo diâmetro de contato do came, são bem mais pesados.

A fabricação de um tucho hidráulico compreende várias etapas. As matérias-primas são

em forma de fita de aço e arame. A carcaça externa é fabricada em fita de aço, submetida a repuxo profundo numa prensa escalonada. Em seguida, a saia da carcaça do tucho é provida de canal de alimentação de óleo, e o furo de abastecimento de óleo é estampado. A fabricação do funil que guia o elemento hidráulico ocorre mediante uma ferramenta progressiva de múltiplos estágios, em prensas escalonadas ou prensa automática para estampar.

Esses componentes do tucho são montados, recalçados e/ou soldados a laser. Para proporcionar suficiente dureza e tenacidade, o tucho é submetido a diversos tratamentos térmicos no forno contínuo (Tab. 1). Após a retífica centerless no diâmetro externo do tucho e da retífica do alojamento do elemento hidráulico e do fundo externo, a usinagem do tucho está

## Fabricação do tucho

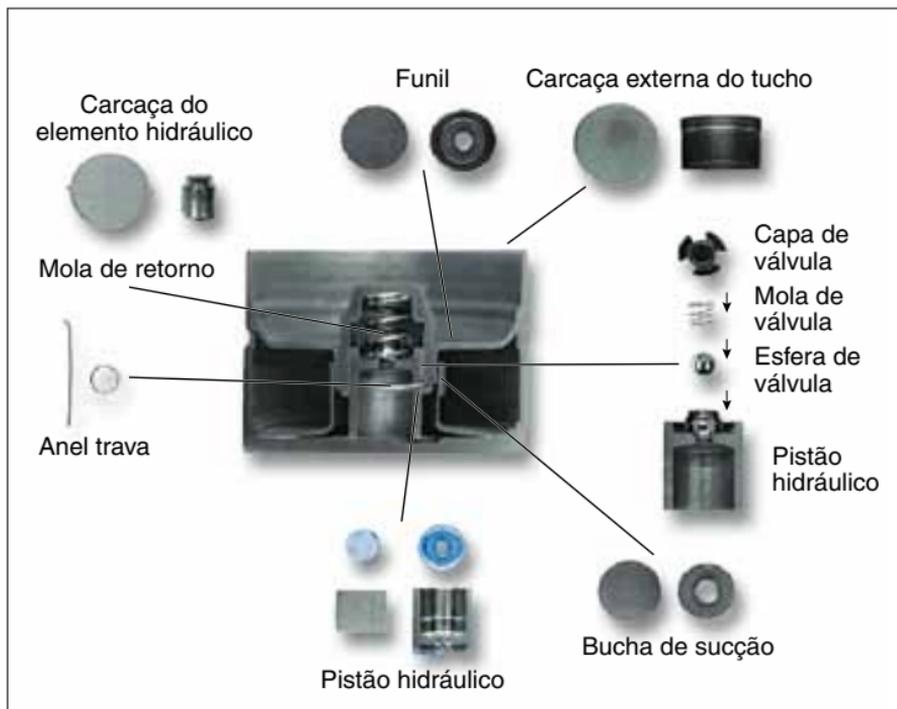
*Tab. 1:  
Métodos convencionais de tratamento térmico para componentes de comando de válvulas*

<b>Tratamento térmico</b>	<b>Descrição</b>
Cementação	A peça de trabalho é inicialmente recozida dentro de um meio com liberação de carbono; o carbono é enriquecido na camada superficial, aumentando a dureza e, com isso, a resistência ao desgaste da superfície da peça de trabalho (carburação). O segundo passo consiste na extinção, ou seja, o resfriamento rápido da peça de trabalho; nesse processo forma-se a microestrutura desejada para o material.
Nitrocarburação	Neste processo termodinâmico, a camada superficial de uma peça de trabalho é enriquecida com nitrogênio e carbono. O resultado é uma camada composta com excelentes propriedades mecânicas (p.ex. alta resistência ao desgaste). O processo pode ser realizado em dois meios: gás e plasma; consequentemente, é feita uma distinção entre a nitrocarburação a gás e nitrocarburação a plasma.
Têmpera	No processo de têmpera, a peça de trabalho é aquecida até uma determinada temperatura em dependência de material e dureza, e, em seguida, resfriada para temperatura ambiente. Este tratamento térmico é usado para reduzir as tensões às quais a peça de trabalho foi submetida durante o endurecimento ou para aumentar a resistência da peça completa.

encerrada. No processo de retífica, o fundo externo recebe uma forma ligeiramente abaulada (convexa) que, mais tarde, fará com que o tucho gire ao ser acionado pelo came. Dependendo da aplicação (caso o fundo do tucho seja muito solicitado), é necessário submeter o tucho a uma nitrocarbonetação após o processamento.

### Configuração ...

O elemento hidráulico, que serve para compensação da folga da válvula, consiste de uma carcaça e da unidade do pistão. Essa unidade de pistão compreende o pistão e a unidade de válvula (formada pela capa de válvula, esfera e mola da válvula de esfera, Fig. 11).



*Fig. 11:*  
*Componentes do elemento hidráulico de um tucho*

A carcaça que recebe o pistão é fabricada em chapas de aço estampado de repuxo profundo, torneadas e temperadas. O diâmetro externo e diâmetro interno de alta precisão são retificados. A fabricação do pistão consiste em um

processo de extrusão de múltiplos estágios, seguido pelo tratamento térmico. Depois disso, as laterais do pistão são retificadas na altura necessária, enquanto o diâmetro externo passa por um processo de retífica centerless de alta precisão para chegar à dimensão final. A mola da válvula é enrolada na própria linha de montagem e, em seguida, montada no pistão, juntamente com a capa de válvula e a esfera.

Um anel de fixação poligonal é necessário para a montagem. Ele é dobrado a partir de um arame e, em seguida, montado na carcaça. Para atender às exigências extremamente altas em relação à precisão dos componentes, toda a montagem é efetuada numa sala climatizada em temperaturas de  $21 \pm 1$  °C. A fabricação da unidade do pistão é encerrada com a verificação da pressão de abertura da válvula de retenção esférica e da estanqueidade da válvula. Para assegurar um alto padrão de qualidade dos produtos, todos os componentes são submetidos a uma inspeção 100%, ou seja, cada peça é inspecionada individualmente.

Apesar de já possuírem diâmetros externos retificados com alta precisão, as unidades de pistão são, mais uma vez, divididas em vários grupos. Em seguida, o furo da carcaça é medido e, depois de montar a mola de retorno, uma unidade de pistão adequada é montada. Os elementos hidráulicos são posicionados sobre um dispositivo e enchidos com óleo especial de montagem (viscosidade cinemática:  $70 \text{ mm}^2/\text{s}$ ). A força de escoamento é controlada com base no tempo em que o pistão se movimentou 0,5 mm sob carga de 1500 N. Antes de montar o elemento hidráulico no tucho, a carcaça do tucho também é submetida a uma inspeção, ou seja, à verificação do diâmetro externo, conve-xidade, espessura do fundo, etc.

Depois da montagem e se for necessário, os tuchos são enchidos completamente com óleo

**... e fabricação do elemento hidráulico**

**Montagem ...**

**... e controle**

de montagem. Para finalizar, as dimensões geométricas e as propriedades do tucho (por exemplo, comprimento de transporte, peso, rigidez hidráulica e força de extração do elemento hidráulico) são verificadas mais uma vez.

### **Fornecimento**

De acordo com a solicitação do cliente, os tuchos são acondicionados em embalagens reutilizáveis, contêineres de pequenas cargas ou torres giratórias de armazenagem, e, em seguida, despachados para entrega. Durante o transporte e armazenagem, as peças devem permanecer numa determinada posição, para evitar falhas de funcionamento dos elementos hidráulicos (por exemplo, devido a vazamento do óleo de montagem) após a sua montagem no motor.

### **Montagem do cabeçote**

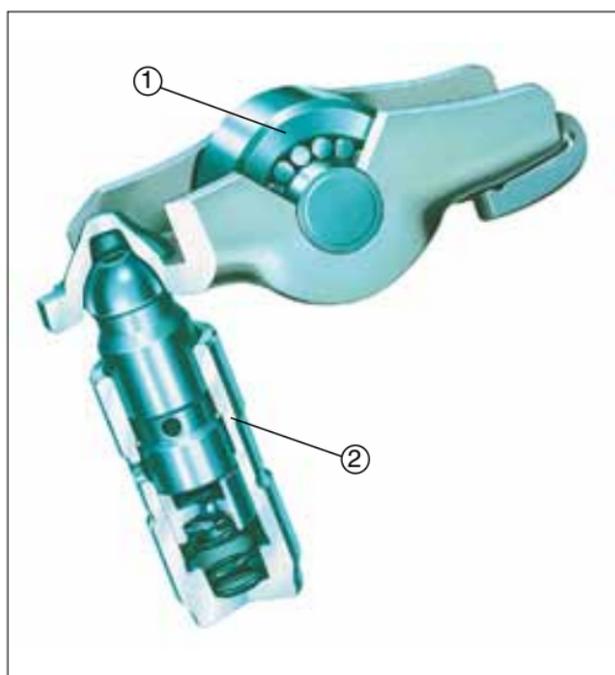
A montagem do cabeçote é bastante simples. Depois de montar o tucho e o eixo comando, o elemento hidráulico desempenha sua função imediatamente: ele ajusta a folga da válvula e elimina automaticamente as tolerâncias de fabricação existentes. Ou seja, elementos hidráulicos de compensação de folga da válvula já são totalmente operacionais na primeira partida do motor (por exemplo, no teste de partida a frio).

# Comandos de válvula com balancim

## Design

### Balancim flutuante

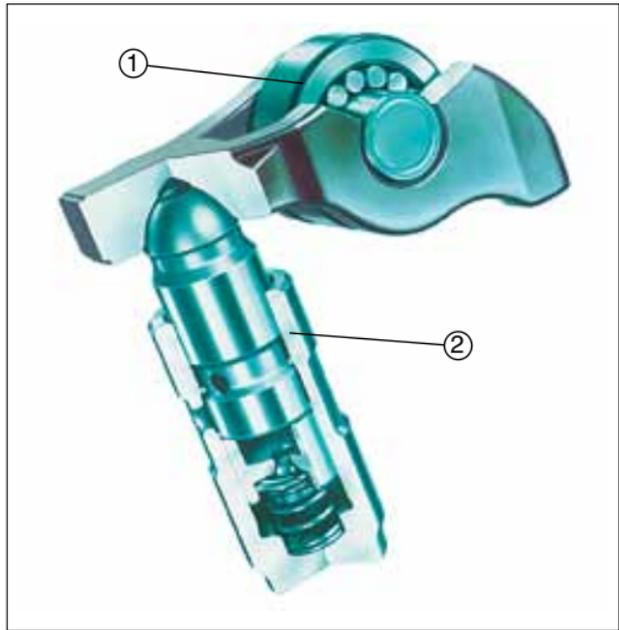
Balancins flutuantes são fabricados, preferencialmente, em chapa metálica (Fig. 12). Com frequência, o contato com o came é efetuado



*Fig. 12:*  
*Balancim flutuante*  
*estampado com*  
*rolete (1) e pivô*  
*hidráulico (2)*

por um rolete de apoio sobre mancais de rolamentos. Também existem balancins flutuantes fabricados em aço fundido em processo de alta precisão (Fig. 13). Embora esse processo proporcione um grau mais elevado de liberdade de construção ao engenheiro (o que pode representar uma vantagem em relação à rigidez e ao momento de inércia), os balancins fabricados em chapa metálica são significativamente

Fig. 13:  
Balancim flutuante fundido com rolete (1) e pivô hidráulico (2)



### Características relevantes: ...

### ... Momento de inércia e rigidez

mais baratos, de modo que a versão em aço fundido de alta precisão somente é utilizada em casos excepcionais.

O momento de inércia e a rigidez dependem, em alto grau, da geometria do balancim. Em comparação com tuchos, as alavancas curtas geram momentos de inércia de massa menores. Além disso, as construções podem ser realizadas com massas menores, reduzidas ao lado de válvula. Com relação à rigidez, no entanto, os balancins com rolamentos são claramente inferiores aos tuchos.

Os diversos tipos de trens de válvulas requerem cames de formatos diferentes. Em comparação com os cames para trem de válvulas com tuchos, os cames utilizados para trem de válvulas com balancins roletados possuem maior raio de pontas, flancos côncavos e produzem – dependendo da relação de transmissão – um curso de came menor.

### Geometria do came

Os engenheiros se esforçam para manter a concavidade dos flancos de cames mais baixa



*Fig. 14:  
Posição das válvulas  
no motor a diesel*

possível, para que possam ser usinados em processos em larga escala. Por esse motivo, são preferidas aquelas geometrias de trem de válvulas onde o rolo esteja posicionado aproximadamente no centro, entre a válvula e o elemento hidráulico. Portanto, o came se encontra acima do rolo. Essa configuração, onde o came é instalado numa posição deslocada em relação à válvula, torna o balancim flutuante uma solução interessante para motores a diesel de quatro válvulas. Nesses motores, as válvulas estão dispostas em paralelo ou, alternativamente, com um pequeno ângulo entre si, de forma que somente mediante a utilização de balancins flutuantes é possível criar uma distância suficientemente grande entre os eixos comando (Fig. 14).

### **Campos de aplicação**

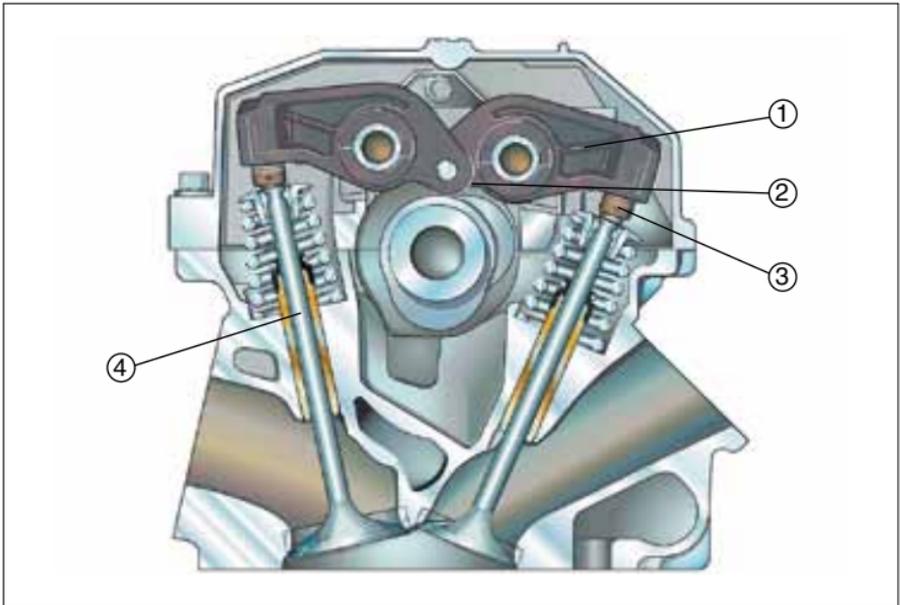
### Configuração

Fig. 15:  
Trem de válvulas  
com balancim articu-  
lado

- 1 Balancim articu-  
lado
- 2 Rolete de apoio
- 3 Inserto hidráulico  
para balancim ar-  
ticulado
- 4 Válvula

### Balancim articulado

Nos trens de válvulas com balancins articulados, com ponto de articulação no meio da alavanca, o eixo comando está localizado abaixo do balancim, em uma de suas extremidades. O curso do came é transmitido para o balancim por meio de um contato deslizante ou rolete de apoio. Para manter baixas as perdas por atrito, os modernos balancins articulados usam, geralmente, roletes de apoio com rolamentos de agulhas. Na outra extremidade do balancim, há um elemento hidráulico de compensação de folga da válvula (por exemplo, um



inserto hidráulico para balancim articulado) ou um parafuso de ajuste, para a regulação mecânica da folga da válvula. A válvula do motor é acionada por essa extremidade do balancim (Fig.15).

O ponto de contato entre o elemento de compensação e a válvula sempre deve estar na ponta da haste da válvula. Como o balancim executa um movimento basculante, a área de



*Fig. 16:  
Inserto hidráulico  
para balancim arti-  
culado com apoio  
móvel*

contato do elemento de compensação para o elemento de ativação da válvula deve apresentar um formato ligeiramente abaulado (convexo). Isso resulta numa área de contato muito pequena, o que, por sua vez, gera uma pressão superficial comparativamente grande na ponta da haste da válvula. Se a pressão for muita alta, são utilizados elementos hidráulicos com base giratória ou “pé-de-elefante” – ligados por uma articulação esférica (Fig. 16). Estes se apóiam precisamente sobre a ponta da haste da válvula. Portanto, é criada uma área de contato maior e a pressão superficial sobre a ponta da haste da válvula diminui.

O material usado nos balancins é o alumínio – de preferência, fabricado em processo de injeção sob pressão – ou aço fundido. O abastecimento de óleo para os elementos hidráulicos é efetuado por meio do eixo do balancim articulado. Furos no balancim conduzem o óleo para

### **Abastecimento de óleo**

os elementos hidráulicos. Em determinadas condições operacionais, por exemplo, durante a partida do motor, pode ocorrer do ar chegar até os elementos hidráulicos. Por isso, para a transmissão de força em balancins de alumínio, sempre são instalados discos de apoio entre o inserto do balancim articulado e o furo do balancim, pois estes possuem uma folga estreita na guia, por onde o ar poderá escapar. Em caso de balancins articulados de aço, a sangria do ar é efetuada também por esse tipo de discos ou por furos muito pequenos.

Através de outros furos no balancim articulado, é possível desviar óleo da linha de abastecimento, para ser pulverizado sobre o rolete de apoio ou sobre a superfície do came. Dessa forma, é possível obter a refrigeração e lubrificação adicionais dos componentes.

Os balancins descritos podem ser aplicados tanto em motores a diesel como a gasolina. Com balancins articulados, é possível acionar configurações de duas, três e quatro válvulas, por meio de apenas um eixo comando. Nos trens de válvulas com duas válvulas de admissão ou escape, podem ser utilizados balancins articulados de dupla atuação, que, acionados

### Campos de aplicação



Fig. 17:  
Balancim articulado

por um came, ativam duas válvulas simultaneamente. Também é possível realizar acionamentos triplos (Fig. 17). Nesse caso, a força de dois comes é transmitida por dois roletes de apoio no balancim para três elementos hidráulicos.

Por outro lado, há modelos de trem de válvulas nos quais o balancim articulado não age diretamente sobre a válvula, mas atua sobre um elemento de ponte. Há dois tipos diferentes de elementos de ponte: os que se apóiam sobre as pontas de duas hastes de válvula (“pontes de livre movimento”) e aqueles guiados sobre colunas. Dessa maneira, é possível movimentar, simultaneamente, várias válvulas com um único balancim articulado. Esse sistema é aplicado em motores a diesel de quatro válvulas que podem ser acionadas por um único eixo comando, mesmo quando apresentam uma disposição invertida das válvulas. Ao mesmo tempo, essa disposição deixa bastante espaço livre para os bicos injetores.

Uma desvantagem dos comandos de válvulas com balancim articulado é sua baixa rigidez, resultante da geometria do balancim articulado (especialmente devido à grande distância entre o contato do came e a válvula), do número relativamente alto de pontos de contato e do eixo adicional. No entanto, nos comandos de válvulas com balancins articulados, onde o contato com o came fica entre o elemento hidráulico e o ponto de apoio, a transmissão de força ocorre por via direta – por isso, a rigidez é significativamente maior.

### **Comparação com outros sistemas**

## **Fabricação**

O processo de fabricação será descrito com base no exemplo do balancim flutuante, cuja carcaça é normalmente fabricada em aço cementado da classe 16MnCr5. Dependendo do

tamanho do balancim e da finalidade de aplicação, o material utilizado é a fita laminada a frio, numa espessura entre 2,5 e 3,5 mm.

A produção é feita em máquinas especiais (máquinas automáticas de estampar e curvar e prensas), com o auxílio de ferramentas progressivas. A escolha da máquina depende das dimensões do balancim, da espessura da fita e do modelo executado.

### **Fabricação da carcaça: corte da chapa ...**

Numa primeira etapa, ocorre a estampagem da peça de chapa, na qual o formato externo final do balancim já é essencialmente especificado. Dependendo do modelo de balancim, a chapa é curvada ou submetida a repuxamento profundo, formando o perfil em formato de U do balancim. Ocorre, então, a estampagem do contorno externo e da área de contato com a válvula, e depois disso, a calota esférica é repuxada.

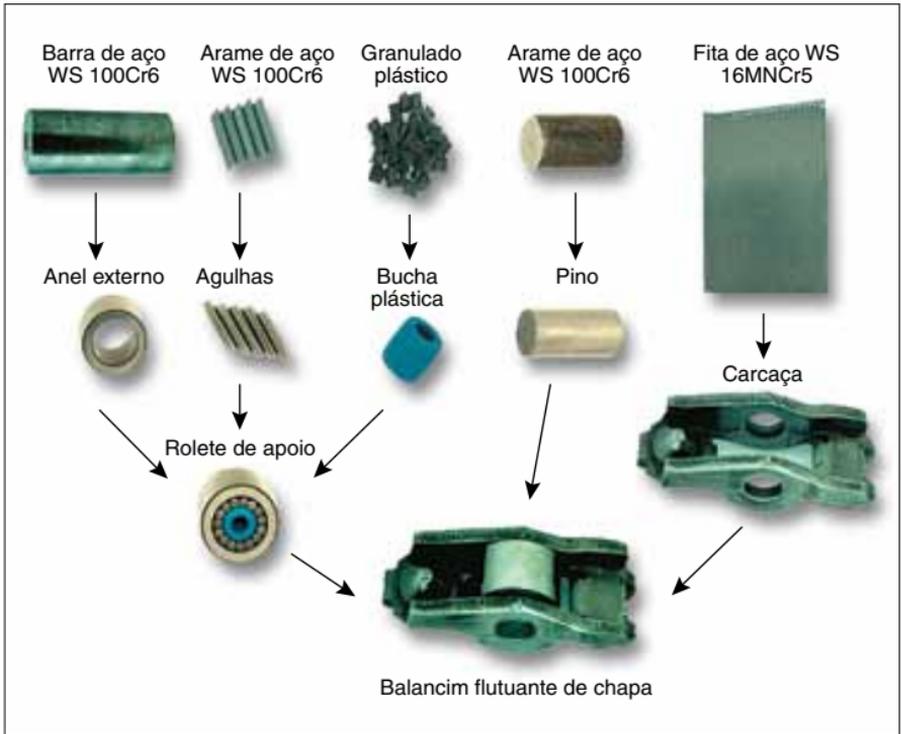
### **... processo do furo do jato de lubrificação ...**

Em seguida, o contorno interno da carcaça, denominado compartimento do rolete, é recortado. Caso o rolete de apoio precise de lubrificação com óleo, um furo de injeção de óleo é colocado acima da calota esférica. Esse processo é realizado em várias etapas: primeiramente, o furo é pré-cunhado e, em seguida, estampado com auxílio de um punção. Para isso, uma matriz de formato especial é introduzida no espaço livre acima da calota. Um canal existente na matriz recolhe os resíduos da estampagem.

### **... limpeza e tratamento térmico**

Nas etapas seguintes, as guias de válvula são curvadas, calibradas e fixadas por solda elétrica. No final, são colocados os furos do pino. Para isso, uma matriz é introduzida no compartimento do rolo e os dois furos são estampados simultaneamente de fora para dentro.

Quando saem da máquina de conformação, as carcaças prontas são lavadas e, em seguida, submetidas a tratamento térmico num forno contínuo. Dependendo da aplicação, também é



necessário um processamento modificado para a têmpera da peça.

Em seguida, as carcaças dos balancins flutuantes são submetidas a tamboreamento ou polimento num tambor rotativo com adição de agentes de polimento (chips cerâmicos e pequenas esferas de aço). Nesse processo, os cantos vivos da peça metálica são quebrados e os resíduos do tratamento térmico são removidos (Fig. 18).

O aço para rolamentos 100Cr6 é o material adequado para a fabricação das agulhas. Como matéria-prima, pode ser usado arame de aço, que apresenta pouca medida excedente. O arame é dividido em pedaços e sua medida final é obtida mediante retífica. No tratamento térmico subsequente, as peças recebem uma dureza de, no mínimo, 670 HV e, depois disso, o diâmetro é retificado centerless para a me-

*Fig. 18: Processo de fabricação de um balancim flutuante estampado*

### **Fabricação dos roletes de agulhas**

### **Disposição adequada de componentes**

didada final. Para obter a qualidade de superfície desejada e produzir perfilamento final, é aplicado um processo especial de polimento. Finalmente, as agulhas são lavadas e, ao mesmo tempo, revestidas com conservante.

A função perfeita do balancim somente é garantida se os roletes de apoio mantiverem tolerâncias estreitas (por exemplo, em relação à folga radial). Para isso, as agulhas e os anéis externos (nesse caso, o diâmetro interno é decisivo) são classificados de acordo com as suas dimensões e os componentes adequados são agrupados.

### **Montagem dos roletes de agulhas**

Para introduzir as agulhas no anel externo e mantê-las temporariamente em posição, é utilizada uma bucha de montagem. Inicialmente, as agulhas são agrupadas em torno dessa bucha plástica com o auxílio de um dispositivo e, em seguida, todo o conjunto é inserido no anel.

### **Fabricação do anel externo**

O anel externo do rolete de apoio é fabricado em aço para rolamentos 100Cr6. Primeiramente, são produzidas as peças brutas a partir de material em barras, em tornos automáticos multifusos. Essa etapa de fabricação compreende os processos: perfurar, tornear cilíndrico, facear plano, chanfrar e cortar. Depois do processo de têmpera e revenimento, as peças apresentam, via de regra, uma dureza de  $58 \pm 6$  HRC. No processo de retífica, as laterais são reduzidas para a altura desejada e, em seguida, o diâmetro externo é retificado centerless em várias etapas. Para a retífica interna do diâmetro interno, os anéis externos são suportados individualmente no diâmetro externo. Dessa forma, as tolerâncias do diâmetro interno em relação ao diâmetro externo podem ser mantidas com elevada precisão.

### **Produção de perfis especiais**

Dependendo da aplicação, é retrabalhado o diâmetro externo dos roletes de apoio retificados cilíndricamente. Para isso, os roletes de

apoio passam por pedras de lapidação que oscilam em direção do eixo da peça de trabalho (lapidação cruzada). Dependendo do formato dos rolos de guia, esse processo permite produzir diversos perfis (por exemplo, uma forma cilíndrica, perfilada ou abaulada do diâmetro externo). Finalmente, os anéis externos também são lavados e, ao mesmo tempo, revestidos com conservante.

Os pinos também são fabricados em aço para rolamentos (100Cr6). A matéria-prima é o arame de aço com pouca medida excedente, dividido em partes de acordo com o comprimento, e retificado centerless para adaptar o diâmetro. Com a retífica de face, o comprimento é ajustado ao tamanho desejado. Em seguida, os pinos são polidos durante várias horas em tambores rotativos especiais para quebrar os cantos vivos nas extremidades. Antes das demais etapas do processo, as peças são submetidas a tratamento térmico no forno de têmpera.

Como os pinos serão cravados durante a montagem dos balancins, a dureza do material em suas pontas não deve ultrapassar o valor de 320 HV. Isto significa que a estrutura existente nessas áreas permanece inalterada, enquanto a pista da agulha no centro do pino é temperada por indução e revenida. Na operação no motor, essa área será exposta a elevadas cargas mecânicas, por esse motivo o material deve possuir uma dureza de, no mínimo, 700 HV. Depois de alcançar e manter a temperatura necessária durante o tempo requerido, o pino é resfriado bruscamente num jato de água. O revenimento das peças temperadas encerra o tratamento térmico.

Os pinos são retificados centerless no diâmetro externo para alcançar a medida final e, em seguida, polidos, com o objetivo de garantir a qualidade de superfície desejada. Em seguida,

## **Fabricação do pino do rolete**

## **Tratamento térmico**

## **Pós-tratamento e controle**

### **Montagem do balancim flutuante**

é efetuada a inspeção 100% das dimensões do pino (comprimento e diâmetro), bem como de dureza do material, por meio do teste por correntes de Foucault. Finalmente, os pinos são lavados e revestidos com conservante.

A montagem dos balancins flutuantes é efetuada em várias etapas. Assim que a carcaça do balancim estiver colocada na posição correta sobre um dispositivo de montagem, o processo é iniciado com a inspeção de tamanho e posição do furo do pino. Em seguida, o rolete de apoio na região das agulhas é lubrificado com graxa e inserido no compartimento do rolete de apoio do balancim. Na próxima etapa, o pino é inserido, substituindo o tampão de montagem no rolete de apoio.

### **Recravamento dos eixos do rolete**

Antes do cravamento, o pino do mancal apresenta um diâmetro externo ligeiramente menor em relação ao furo do pino da carcaça do balancim. Dessa forma, são evitados danos à pista por ocasião da junção. Durante o cravamento, o material do pino é expandido radialmente nas pontas devido à força de cravamento definida, de forma que o posicionamento firme do pino no furo seja garantido. Para isso, o pino é previamente centrado na unidade de cravamento e, em seguida, cravado simultaneamente de ambos os lados, por meio de punções especialmente formatadas. O processo descrito é monitorado pelo controle dos parâmetros força e percurso na unidade de cravamento.

### **Verificação do livre movimento**

Finalmente, é preciso certificar-se de que o rolete de apoio gira livremente. Para essa inspeção, é utilizada uma roda de fricção, que mede o torque. Depois disso, o número do pedido é gravado nas peças com laser e, como finalização, as peças são revestidas de conservante e guardadas, automaticamente, na unidade de embalagem (por via de regra, em contêineres plásticos reutilizáveis).

# Dimensionamento de trens de válvulas

## Cinemática de trens de válvulas

Na elaboração da cinemática, ou seja, do dimensionamento geométrico preliminar, diversas especificações devem ser observadas. Em primeiro lugar, é necessário garantir que seja produzido o curso das válvulas, determinado pelos engenheiros projetistas de motores, de forma que a troca de gases no motor seja efetuada na proporção necessária. Para isso, as válvulas devem executar os processos de abertura e fechamento de maneira rápida e contínua, assim como as perdas por atrito devem ser reduzidas ao mínimo possível para não prejudicar a performance do motor. A avaliação das propriedades de desgaste constitui, desde o começo, um critério de qualidade para o dimensionamento do trem de válvulas, pois é uma exigência que ele tenha a mesma vida útil do motor.

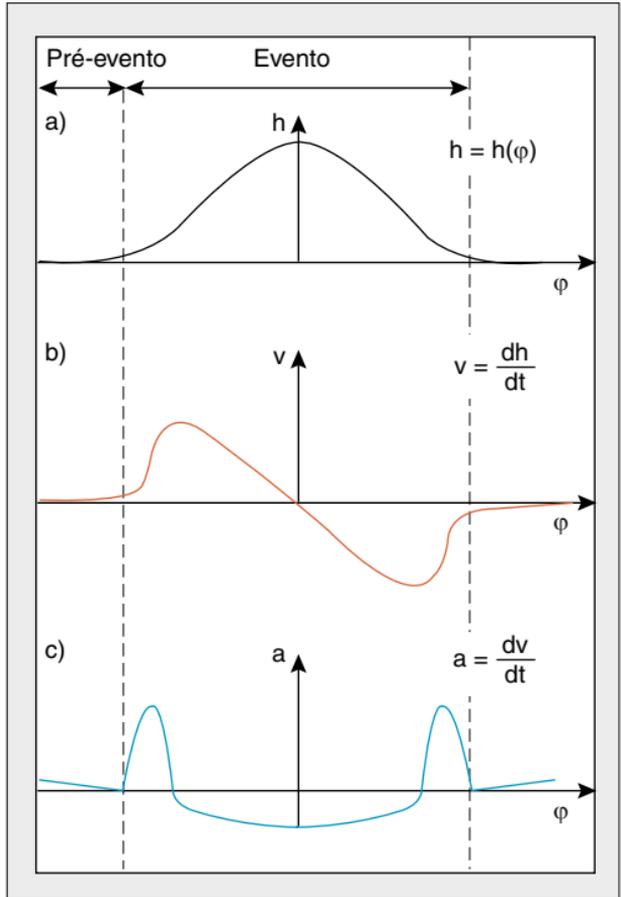
Essas especificações resultam em exigências para a cinemática do trem de válvulas. Todos os movimentos de seu mecanismo devem ser contínuos, ou seja, dentro do possível, sem impactos. Além disso, deve ser observado que as vibrações naturais do sistema (especialmente da mola da válvula) sejam estimuladas apenas moderadamente, uma vez que fenômenos de ressonância podem facilmente ocasionar forças excessivas, desgastes ou ruídos.

As propriedades do mecanismo do trem de válvulas se refletem nas curvas do curso da válvula, na sua velocidade e aceleração (Fig. 19). O curso de válvula  $h$  desejado é indicado como função do ângulo do came  $\varphi$ . Nesse caso, para a velocidade da válvula  $v$ , se aplica:

### Premissas

### Exigências da cinemática

Fig. 19:  
 Movimento da válvula com velocidade angular constante  $\omega$   
 a) Curso da válvula  
 b) Velocidade da válvula  
 c) Aceleração da válvula



$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{dh}{d\phi} \cdot \frac{d\phi}{dt} = h' \cdot \omega$$

A aceleração da válvula  $a$  para uma velocidade angular  $\omega$  constante resulta, então, em:

$$a = \frac{d(h' \cdot \omega)}{dt} = h'' \cdot \omega^2$$

**Características da curva de curso da válvula**

No presente exemplo, as fases inicial e final do curso de válvula estão identificadas por rampas, que resultam numa evolução especial de velocidade e de aceleração, proporcionando abertura e fechamento suaves das válvulas. As rampas apresentam formas diferentes, depen-

dendo da existência do elemento de compensação hidráulico ou mecânico no trem de válvulas. A área do curso da válvula está localizada entre as rampas. O perfil do came determina o curso da válvula e, com isso, também a velocidade e aceleração das válvulas. Quando a folga de todo o sistema for anulada, a velocidade resultante do perfil dos cames não deve ser alta demais, para evitar uma aceleração abrupta do trem de válvulas.

A curva da aceleração de válvulas caracteriza-se por dois picos distintos, que são separados por uma área de aceleração negativa. Assim que se inicia uma nova fase de curso de válvulas, o trem de válvulas é colocado em movimento, ou seja, acelerado. Esse movimento é freado pela mola de válvula e, finalmente, invertido – a fase de fechamento é iniciada. A segunda máxima de aceleração representa a frenagem do movimento de fechamento. A característica de movimento descrita serve como base para o projeto da mola de válvula e as exigências em relação às propriedades de inércia dos componentes do trem de válvula.

## **Cálculo e otimização**

Para o desenvolvimento de trens de válvulas, a meta consiste em reduzir os efeitos de atrito ao mínimo possível, realizar velocidades baixas de assentamento de válvulas, evitar ao máximo as perdas de contato entre o came e o elemento de contato e atingir uma boa concordância entre a curva teórica e efetiva de curso das válvulas. Para cumprir todas as exigências, é necessário efetuar a otimização objetiva dos componentes do trem de válvulas, especialmente dos elementos hidráulicos de compensação de folga das válvulas (Fig. 20). Nesse sentido, a simulação por meio de cál-

### **Sequência do movimento**

### **Objetivos de desenvolvimento**

culo do comportamento dinâmico do trem de válvulas pode resultar em importantes contribuições:

### **Vantagens de simulações calculadas ...**

- Permite a variação objetiva de parâmetros individuais, o que possibilita determinar a respectiva influência de cada um deles sobre o comportamento do trem de válvulas.
- Na fase inicial de projeto, simulações permitem conclusões em relação à segurança funcional do elemento de compensação da folga de válvulas, assim como de outros componentes do trem de válvulas.
- O tempo de desenvolvimento diminui, uma vez que o trem de válvulas pode ser otimizado já na fase de projeto.
- Simulações reduzem os esforços com testes e os custos de desenvolvimento.
- O conhecimento sobre as influências mútuas e a ação conjunta dos componentes do trem de válvulas se torna mais amplo.

### **... em comparação aos métodos empíricos**

O levantamento experimental de grandezas de medição relevantes consome muito tempo, além de ser dificultado por falta de espaço e pelo extremo esforço térmico e mecânico dos sensores. Para o programa de simulação, no entanto, o cálculo dessas variáveis não representa nenhuma dificuldade. Simulações possibilitam uma análise mais minuciosa do comportamento do trem de válvulas, o que facilita a interpretação dos resultados de medição e pode auxiliar na solução de problemas dinâmicos. A simulação dinâmica constitui, portanto, um recurso importante para atender às crescentes demandas em relação à função de trens de válvulas. Nesse aspecto, têm destaque especial a influência dos valores de rigidez dos componentes – especialmente a rigidez das molas de válvulas – e o comportamento dos elementos hidráulicos de compensação durante a operação.

a)



b)



c)



Fig. 20:

- a) Tucho com elemento hidráulico de compensação de folga
- b) Pivô hidráulico
- c) Inserto hidráulico para balancim articulado

As tarefas de simulação descritas estão baseadas, atualmente, em pacotes de software comerciais, que podem ser divididos em:

### **Software disponível**

- Software para simulação dinâmica de multi-corpos, com extensões específicas para cada aplicação;
- Softwares específicos para aplicações.

Enquanto esse último software é especializado em determinada tarefa e, dessa forma, mais fácil de operar, o software básico geral oferece, frequentemente, um alcance funcional mais abrangente e maior flexibilidade de modelamento.

Devido às influências do sistema hidráulico de compensação de folga das válvulas, da rigidez dos componentes e da dinâmica intrínseca da mola de válvula sobre o comportamento do trem de válvulas, o software precisa atender a exigências que vão muito além da mera simulação da dinâmica do corpo rígido. Resultados razoáveis somente poderão ser alcançados por meio de uma precisa representação de fluidos compressíveis com seu comportamento hidrodinâmico e de estruturas elásticas.

### **Dados iniciais**

Um trem de válvulas com projeto completo é usado como base para a análise feita por cálculos. O cálculo cinemático representa uma parte do projeto. O perfil do came é determinado baseando-se no curso de válvula desejado e em relações geométricas. Outros valores de entrada para a simulação dinâmica são os resultados das análises de rigidez e da própria dinâmica, que são obtidos por meio de cálculos por elementos finitos. Os softwares de simulação usados atualmente para sistemas como este contêm, geralmente, módulos que levam em consideração a importância especial das molas de válvulas. Com o auxílio desses módulos, é possível verificar a dinâmica intrínseca das molas – incluindo o caso de batida de espiras

(batidas das espiras da mola entre si) – sem que, para isso, seja necessário realizar um cálculo por elementos finitos em separado.

## Modelamento

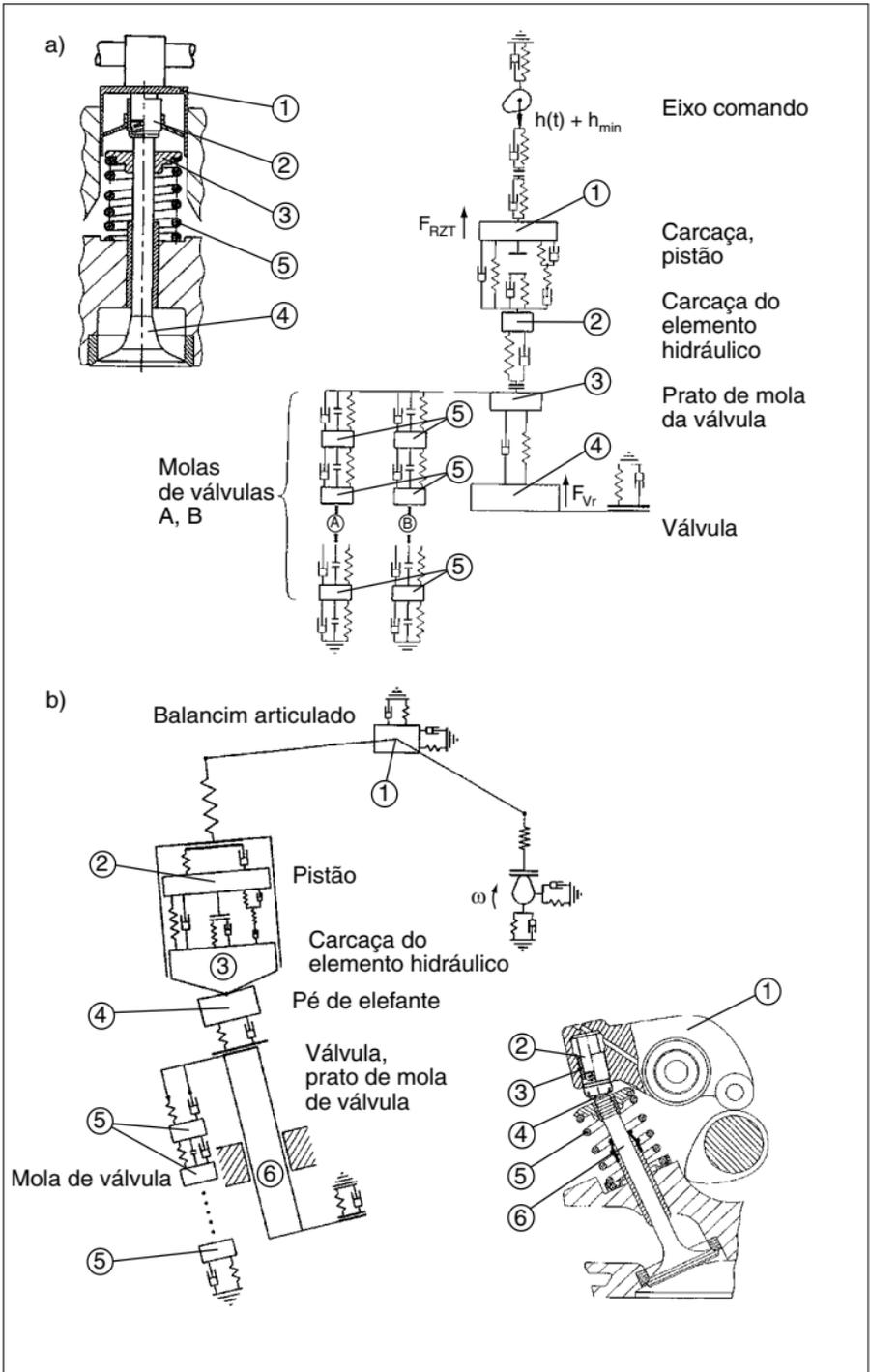
Ao contrário de abordagens anteriores, no âmbito da atual tecnologia de simulação, modelos extremamente simplificados não são mais utilizados. A geometria e cinemática dos componentes e do sistema são representadas com mais precisão em modernos métodos de cálculo. Além disso, muitas vezes, as elasticidades estruturais nas estruturas vizinhas são consideradas com mais ou menos precisão. A figura 21 mostra esboços de modelos de simulação para o trem de válvulas com tucho, com balancim flutuante e com balancim articulado. Os fatores essenciais que influenciam a dinâmica do trem de válvulas estão incluídos nos modelos de simulação:

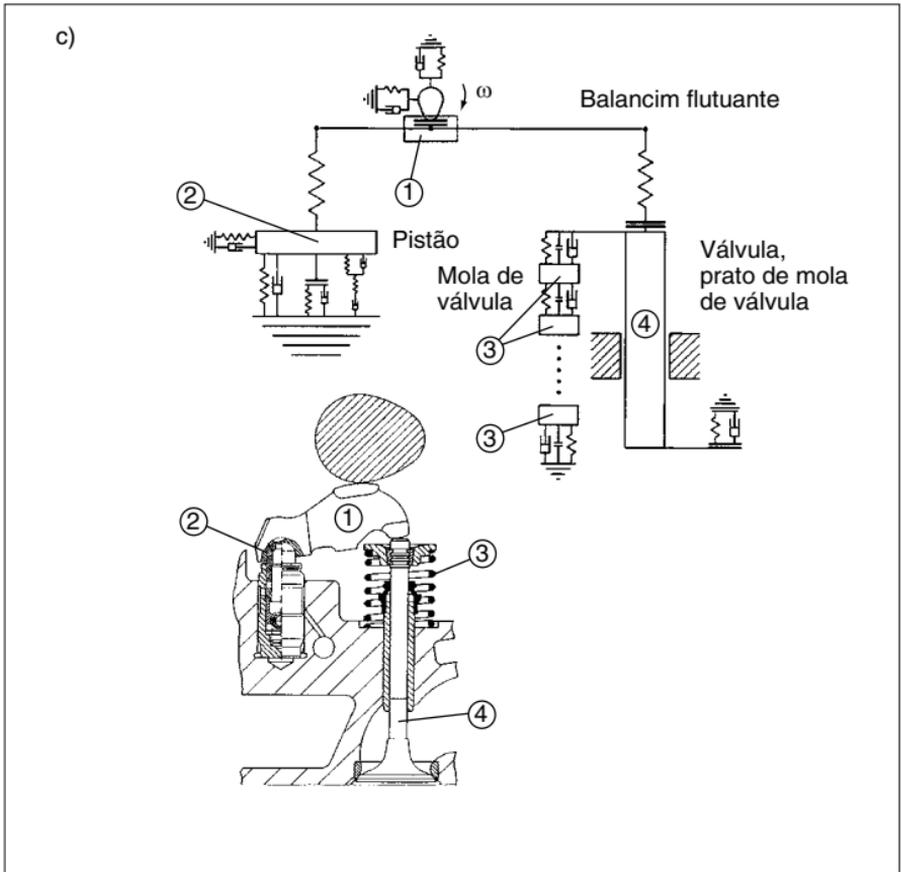
- No modelo de trem de válvulas individual, são consideradas as vibrações de flexão excitadas externamente, assim como vibrações torsionais do eixo comando, que são sobrepostas ao movimento do eixo comando.
- No cálculo do ponto de contato entre o eixo comando e o balancim flutuante ou articulado é levado em consideração o deslocamento (ou, eventualmente, a deformação) que incide sobre a alavanca e o eixo comando, sob influência das forças aplicadas sobre eles.
- O modelo do trem de válvulas com tucho considera, além da espessura do filme de lubrificação entre o perfil do came e o fundo do tucho, também o tombamento do tucho. Dependendo da posição do ponto de contato e do comprimento da guia do tucho no cabeçote, o curso diminui e o tucho tomba.

### Modelos básicos

### Fatores relevantes

## 42 Dimensionamento de trens de válvulas





- Para incluir no modelamento as perdas por atrito que ocorrem entre o eixo comando e a superfície do tucho, do balancim flutuante ou do balancim articulado, é introduzido um coeficiente de atrito, que pode ter um valor constante ou pode variar de acordo com o ângulo do came.
- Entre o tucho e o cabeçote, ocorre um atrito misto, geralmente representado em parte pelo atrito de Coulomb e em parte por um atrito viscoso (o atrito entre duas áreas que deslizam diretamente sobre si é denominado de atrito de Coulomb, enquanto o atrito viscoso considera a influência de uma camada intermediária viscosa).

Fig. 21:  
Modelos de simulação para diversos trens de válvulas  
a) Trem de válvulas com tucho  
b) Trem de válvulas com balancim articulado  
c) Trem de válvulas com balancim flutuante

- A rigidez do ar contido no óleo do elemento de compensação da folga de válvulas depende da pressão de óleo na câmara de alta pressão. Seu cálculo é efetuado sob a hipótese de que a compressão e a expansão ocorrem em temperatura constante (ou seja, isotérmico).
- Para a descrição do atrito na haste da válvula, que ocorre nos diversos conceitos de trens de válvulas, são usados diversos modelos. Nos trens de válvulas com tucho, presume-se que o atrito é dominante na vedação da haste da válvula; tal contribuição pode ser determinada de forma experimental. Para outros trens de válvula, no entanto, parte-se do princípio de que a parte do atrito de Coulomb na guia da haste da válvula é determinante. Nesse caso, são calculadas as forças normais da posição do ponto de contato entre a ponta da haste da válvula e o balancim flutuante ou articulado, assim como o comprimento de guia da válvula.
- As curvas de rigidez dos assentos da válvula e disco da válvula podem ser determinadas por um polinômio de sétimo grau. Dessa forma, é possível incluir os resultados de medição nos cálculos.

### **Modelamento da elasticidade dos componentes de trem de válvulas**

#### **Exemplo: Tucho**

O tucho serve como exemplo de um elemento elástico de transmissão de força. Sua rigidez pode influenciar substancialmente o comportamento do trem de válvulas, especialmente na área de rotações máximas.

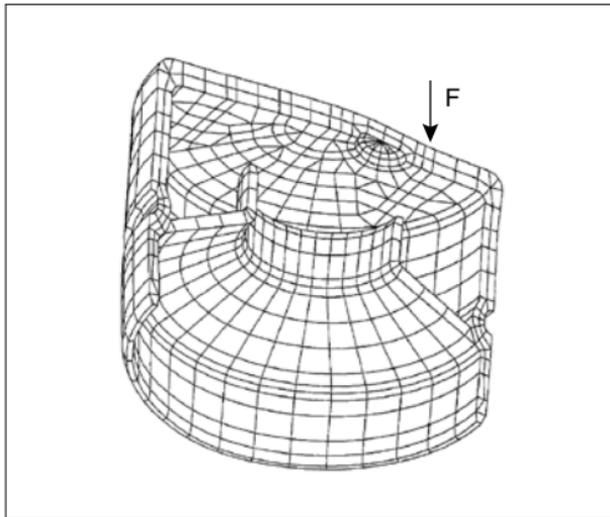
Para determinar com precisão a rigidez em diversas configurações de carga e contato, são consideradas várias influências:

- da transmissão excêntrica de força entre came e tucho;

- da folga entre tucho e cabeçote;
- do comprimento de guia do tucho.

Embora os dados necessários também possam ser determinados de forma experimental, normalmente são obtidos mediante cálculos de elementos finitos. Dessa forma, qualquer alteração de projeto necessária pode ser prontamente incorporada ainda na fase de projeto.

A figura 22 mostra a estrutura da carcaça do tucho, deformada pela ação de uma carga linear excêntrica com força resultante  $F$ . O apoio axial do tucho sobre o pistão do ele-



*Fig. 22:  
Deformação de uma  
carcaça de tucho sob  
aplicação de uma  
força  $F$*

mento de compensação de folga da válvula foi reproduzido por molas com a rigidez correspondente, em disposição anelar. O modelo permite que o fundo do tucho se separe do ponto de apoio, de forma que o tombamento do tucho seja considerado. O comprimento de guia do tucho no cabeçote e a respectiva folga também são considerados no cálculo com elementos finitos através do uso de elementos especiais.

Para determinar integralmente os parâmetros de entrada para a simulação dinâmica, é neces-

## Dados considerados

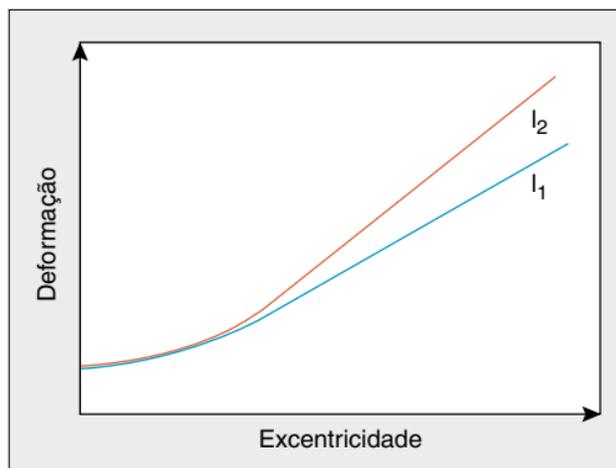
## Resultado

## Definição dos parâmetros de entrada

sário efetuar, ao todo, seis operações de cálculo em diversas configurações de carga e contato. A partir dos resultados, são deduzidas as relações funcionais entre a carga, a configuração de contato e a deformação do tucho.

A deformação do tucho é dependente da excentricidade da carga aplicada e pode ser qualitativamente dividida em três regiões (Fig. 23). Quando aplicada no centro, a força atua simetricamente sobre a estrutura, que apresenta a forma de um cilindro oco. Nesse caso, a rigidez pode ser calculada a partir de uma seção cilíndrica, do módulo de elasticidade e

Fig. 23:  
Relação entre a deformação do tucho e o ponto de aplicação de uma força (para dois comprimentos de guia  $l$ )



## Relação entre ponto de aplicação de força ...

## ... e a deformação resultante

do comprimento do reservatório de óleo. Em contrapartida, se a força é aplicada ligeiramente fora do ponto central, a transmissão de força ocorre diretamente do tucho para a haste da válvula, localizada abaixo do tucho, respectivamente sobre o pistão do elemento hidráulico de compensação. Com isso, a pressão de óleo na câmara de alta pressão aumenta.

Com a crescente aplicação excêntrica de carga, a deformação do fundo do tucho ganha cada vez mais importância. Se a aplicação de força ocorre claramente fora do ponto central, a relação entre a deformação resultante e a ex-

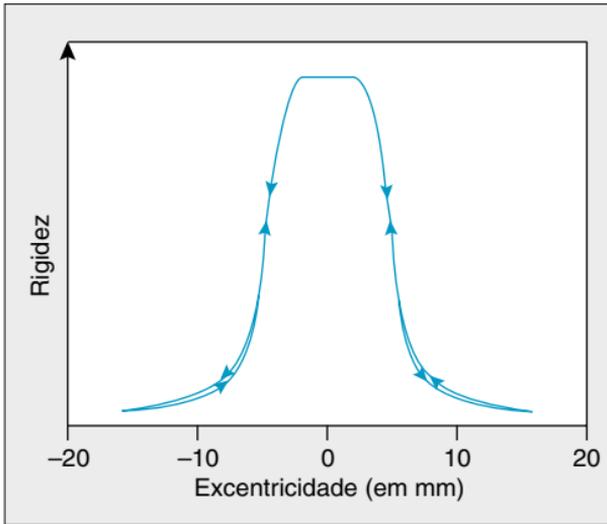


Fig. 24:  
Relação entre a rigidez do tucho e a excentricidade

centricidade se torna linear. Quanto menor o comprimento de guia do tucho, maior é o gradiente linear.

A figura 24 mostra a curva típica da rigidez de um tucho durante uma rotação do came. Nota-se que a rigidez é reduzida por um fator 20 para uma aplicação de força excêntrica comparada com uma força centrada. Os diferentes valores de rigidez de tucho, com a mesma excentricidade do ponto de aplicação de força, resultam dos diversos comprimentos da guia.

### Modelamento do elemento hidráulico de compensação da folga de válvula

A função do elemento hidráulico de compensação da folga de válvulas baseia-se em dois mecanismos. Durante a fase de abertura da válvula, pode ocorrer a saída de óleo da câmara de alta pressão pela folga de escoamento, entre a carcaça e o pistão (escoamento). Na fase do círculo base, a quantidade correspondente de óleo é retornada para a câmara de alta pressão por meio da válvula de retenção (compensação de escoamento). Dependendo da expansão ou contração do trem de válvulas de-

**Mecanismos da compensação de folga: ...**

**... escoamento e compensação de escoamento**

vido à alteração de temperatura, haverá escoamento ou a compensação de escoamento. O comportamento do escoamento de um elemento hidráulico pode ser modelado com auxílio de um amortecedor, que é conectado em série com o componente que representa a rigidez de óleo aerado contido no pistão e na carcaça.

Para representar a aspiração do óleo para a câmara de alta pressão, a função da válvula de retenção também precisa ser modelada. Para isso, é necessária uma descrição completa da dinâmica da esfera, que leva em consideração todas as forças de pressão, fluxo, forças de molas e contatos, assim como a geometria do fluxo. Os fluxos volumétricos de óleo causados pelas diferenças de pressão, que por sua vez influem sobre as relações de pressão, também são incluídos.

### **Comparação de simulação...**

Uma determinação quantitativa das perdas de escoamento com a válvula de retenção fechada mostrou que os fluxos volumétricos, verificados teoricamente com cargas elevadas, ficam claramente (até 50 vezes) abaixo dos valores determinados empiricamente. A causa para esse desvio significativo é a dilatação da folga de escoamento. Tal dilatação é ocasionada pela deformação elástica da carcaça, sob influência da pressão de óleo da câmara de alta pressão. Essa explicação também ficou comprovada com a realização de cálculos por elementos finitos.

### **... e medição**

Com a válvula de retenção aberta, dependendo das condições de pressão, há uma compensação das perdas por escoamento ou o óleo flui da câmara de alta pressão para o reservatório de óleo, o que não é desejável. Nesse caso, a constante de amortecimento é substancialmente menor do que no caso do cálculo de escoamento – seu valor pode ser até 100 vezes menor. Ela pode ser calculada a partir de me-

dições com relação ao comportamento de fluxo pela válvula de retenção sob diversas condições. São fatores importantes nesse cálculo: a pressão diferencial entre o reservatório de óleo e a câmara de alta pressão, o curso da válvula de retenção, respectivamente a área transversal da abertura de fluxo resultante, e, finalmente, a viscosidade do óleo.

### **Modelamento da mola de válvula**

Em rotações de motor muito elevadas (em faixas máximas do projeto), o comportamento vibratório da mola de válvula tem importante influência sobre o comportamento dinâmico do trem de válvulas. Se o motor for operado nesse nível, o curso periódico do came pode excitar a mola para vibrações de grande amplitude (por fatores intrínsecos ou por ressonância), gerando o risco da força da mola da válvula diminuir, temporariamente durante o retardamento da válvula, para valores abaixo da força necessária para frear as massas. Nesse caso, é possível que o came perca o contato com o seguidor de cames. Ao restabelecer o contato, pode ocorrer o aumento das forças de contato, de ruídos e, eventualmente, de desgaste.

Portanto, para a simulação dinâmica, é necessário criar um modelo de mola que reproduza o comportamento real da mola da válvula da forma mais precisa possível. Não é suficiente levar em consideração apenas alguns modos de vibrações naturais para representar corretamente os movimentos resultantes. Especialmente o efeito não-linear da batida de espiras não deve ser menosprezado, pois tem grande significado no comportamento do ruído.

Programas modernos de simulação de comandos de válvulas disponibilizam módulos que preparam dados de projeto das molas de válvulas. Isso possibilita reproduzir, de forma correta, as propriedades dinâmicas desses ele-

**Exigências ao modelo de mola de válvula**

**Base: Módulos ...**

mentos. Existem dois modelos adequados para descrever as molas com a fidelidade necessária de detalhes:

- Um modelo no qual a mola é dividida em segmentos rígidos de arame (possivelmente com comprimentos diferentes), ligados a segmentos vizinhos por meio de molas lineares e elementos de contato (Fig. 25);
- Uma descrição modal da mola (ou seja, sua representação por meio de uma série de formas de vibrações e frequências naturais), que considera efeitos adicionais não-lineares (contato de espiras contínuo, ou seja, longo ou repentino) por meio de forças modais.

*Fig. 25:  
Relação entre a rigidez do tucho e a excentricidade*



**... que disponibilizam dados construtivos de molas**

A maioria dos parâmetros para o modelo pode ser obtida diretamente a partir dos dados de projeto da mola, por exemplo, da seção do arame, da posição do ponto central da seção no comprimento da mola, dos dados característicos do material, etc. Existem valores empíricos disponíveis para descrição das características dos materiais, por exemplo, a

descrição do amortecimento de material, a rigidez de contato das espiras ou os efeitos de dissipação.

Na representação modal de uma mola de válvula, primeiramente, é gerada uma estrutura de elementos finitos, baseada nos dados construtivos, assim como nos dados característicos de material. Essa estrutura é submetida a uma análise modal, ou seja, são calculadas as formas de vibrações e frequências naturais. A análise de deformação fornece informações sobre o comportamento da mola, sendo que é possível analisar especialmente a influência do contato das espiras. A partir dos resultados dessas análises, é gerada uma representação modal da mola em tamanho reduzido (ou seja, a mola é descrita mediante um número limitado de vetores e valores).

O objetivo desse método consiste em reduzir o número de graus de liberdade contidos no modelo e, ao mesmo tempo, limitar a grandeza das frequências naturais. No entanto, esse método só permite descrever efeitos lineares. Sob condições reais, ocorrem também efeitos não-lineares, causados principalmente pelo contato das espiras. Para reproduzi-los, são introduzidas as forças modais, que transformam as forças de contato de espiras, tornando-as ativas na deformação de uma mola, em formas naturais.

## **Comparação entre experiência e simulação**

Antes de serem usados para efetuar cálculos, os modelos de simulação devem ser validados com base em resultados de medição. Esse procedimento será apresentado no exemplo do trem de válvulas com tucho.

Para minimizar os esforços necessários para as medições e para excluir fatores de interferên-

### **Descrição modal**

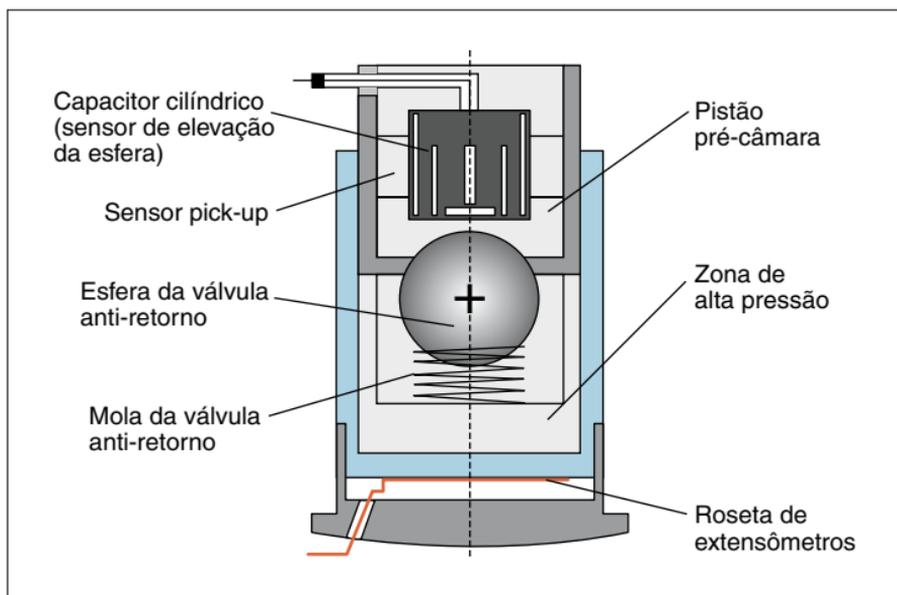
### **Validação do modelo**

cia, os testes são efetuados num cabeçote, cujo trem de válvulas é acionado por uma correia dentada. Para diferentes rotações, são feitas medições simultâneas do curso da esfera da válvula anti-retorno, da pressão na câmara de alta pressão do elemento de compensação da folga de válvulas, assim como da velocidade da válvula.

A medição do curso da esfera é efetuada por um sensor inserido na câmara de baixa pressão, instalado no reservatório de óleo do elemento de compensação da folga de válvulas e orientado na direção da esfera da válvula anti-retorno (Fig. 26). Para medir a pressão na câmara de alta pressão do elemento de compensação da folga de válvulas, é utilizada uma carcaça com espessura de fundo reduzida. Dessa forma, é possível ampliar o sinal – a deformação elástica do fundo, que é medida com auxílio de uma disposição adequada de “strain gages”. A pressão de óleo existente na câmara de alta pressão pode ser calculada a partir dos valores medidos.

## Dispositivo de medição

*Fig. 26:*  
*Dispositivo de medição para determinação do curso da esfera da válvula anti-retorno e da pressão na câmara de alta pressão*



Uma tampa colocada sobre a carcaça serve como elemento de transmissão de força entre o elemento de compensação da folga de válvulas e a ponta da haste da válvula. Um sistema de medição com dois sensores a laser registra a velocidade da válvula (Fig. 27). A diferenciação numérica do perfil de velocidade fornece a curva de tempo da aceleração da válvula.

Os cabos para o sensor de curso da esfera e o “strain gage” são conduzidos pelo fundo do tucho. Para evitar a rotação do tucho, a carcaça (camisa do tucho) apresenta uma ranhura e um bloco guia é colocado no cabeçote.

As análises descritas são efetuadas com diversas rotações de motor  $n$  e, em seguida, comparadas com os resultados da simulação. Efeitos dinâmicos, tais como a perda de força de contato entre o eixo comando e o tucho, ocorrem principalmente em altas rotações. Esses efeitos são de especial interesse, por isso, a observação seguinte se restringe à faixa superior de rotações.

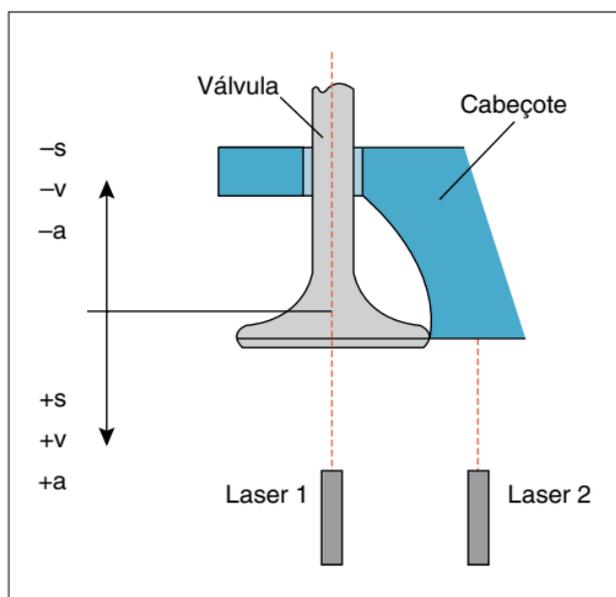


Fig. 27:  
Dispositivo de medição para determinação da velocidade da válvula

**Resultado da comparação**

Com velocidades do motor de  $n = 6000$  rpm, todas as grandezas medidas correspondem bem aos resultados das simulações (Fig. 28). Ao contrário dos valores obtidos empirica-

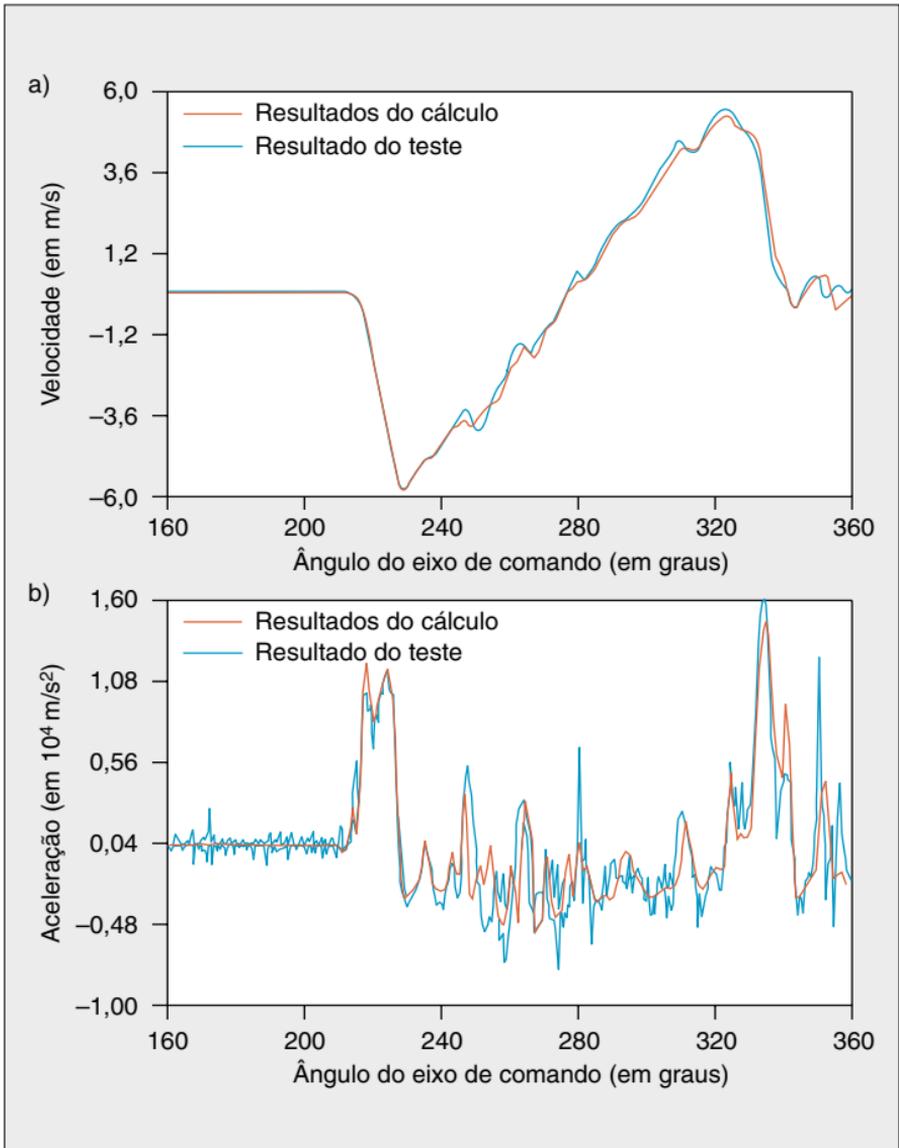
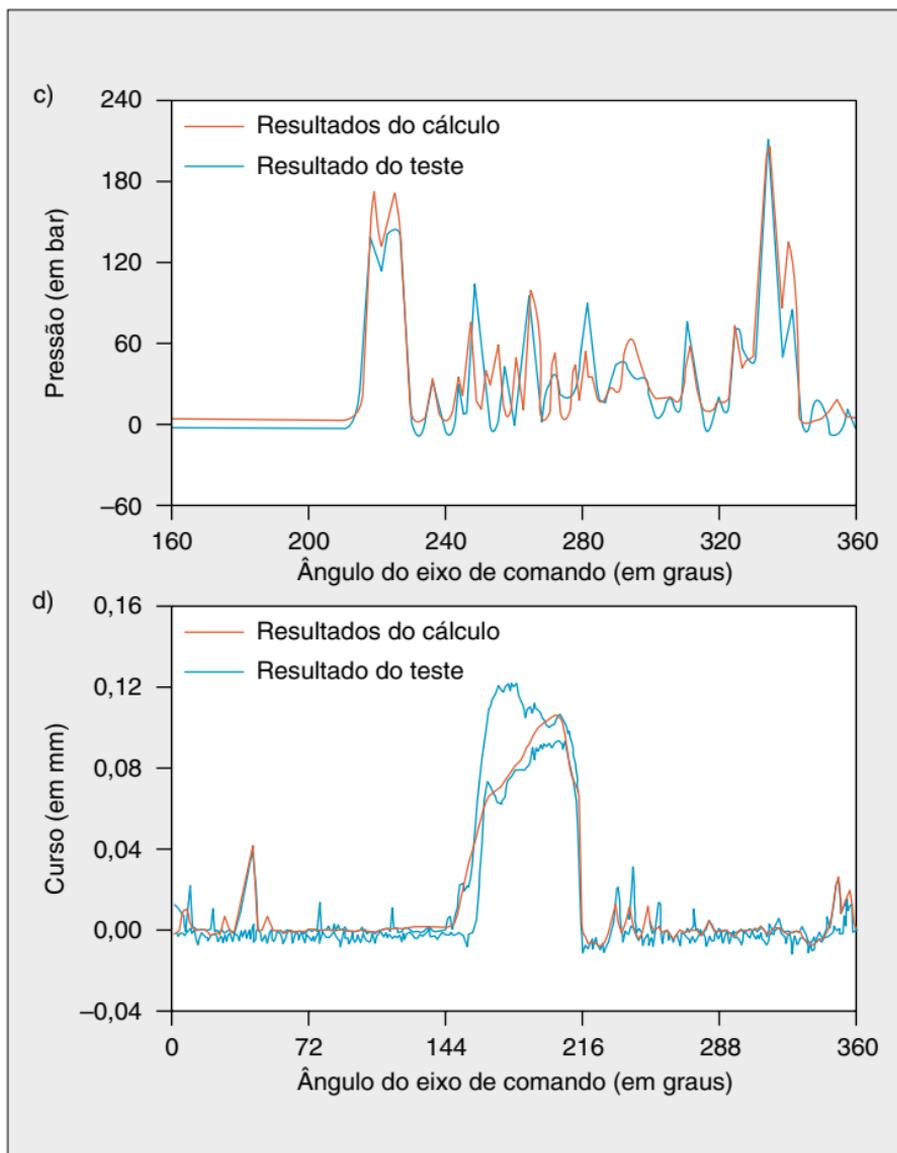


Fig. 28: Comparação entre simulação e medição ( $n = 6000$  rpm)  
a) Velocidade da válvula; b) Aceleração da válvula

mente para a velocidade de válvula e a curva de pressão, os resultados para a válvula de retenção mostraram oscilações maiores no intervalo de medição. O início da compensação de



c) Pressão na câmara de alta pressão do elemento hidráulico

d) Curso da esfera da válvula anti-retorno

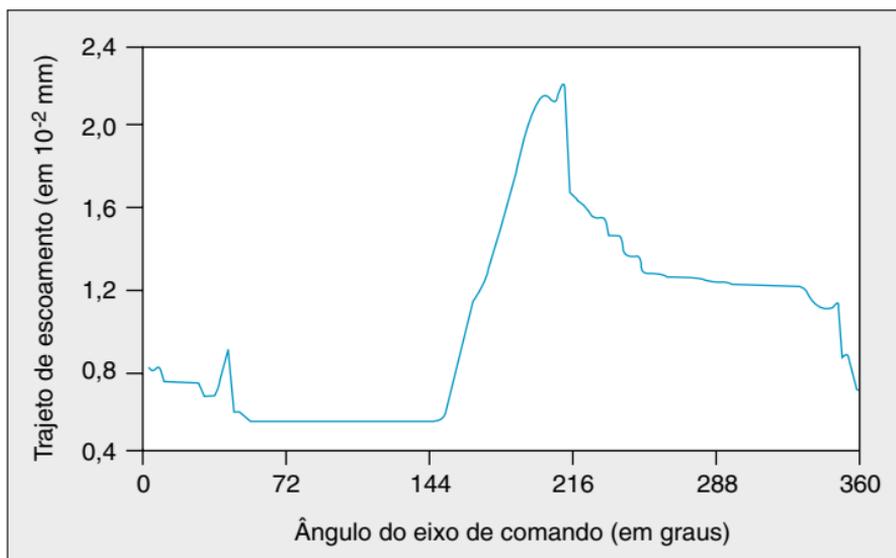
## Interpretação dos resultados

Fig. 29:  
Comportamento de escoamento e compensação de um elemento hidráulico compensador de folga de válvulas ( $n = 6000 \text{ rpm}$ )

escoamento baseia-se na perda de curso, que ocorre durante a fase de elevação da válvula, e da variação de círculo de base no perfil do came, resultante da fabricação.

No presente exemplo, os flancos crescentes do perfil do came se localizam diretamente na região próxima da região de menor raio do círculo base, onde ocorre a compensação de escoamento. No início da seguinte fase de abertura da válvula – isso é comprovado tanto pelos cálculos de simulação quanto pelos resultados de medição –, a válvula de retenção ainda apresenta uma pequena abertura, devido ao fato de a compensação ainda não estar totalmente concluída.

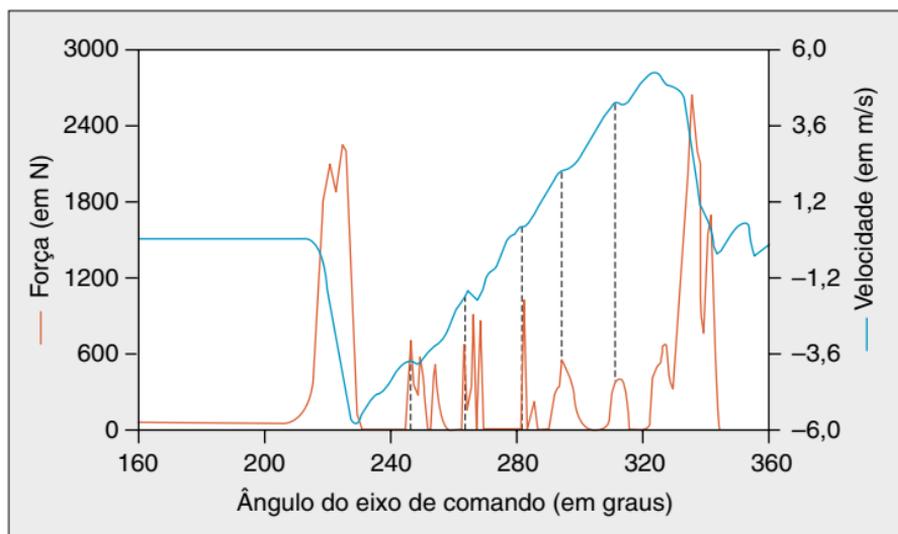
Exatamente nessas situações, o comportamento de escoamento ou de compensação é de grande importância para a segurança funcional do elemento de compensação da folga de válvula. A figura 29 mostra novamente a compensação mínima de escoamento (representada pelo prolongamento ou diminuição hipotéticos do elemento de compensação – ou seja, do trajeto de escoamento – com pressão referencial).



Devido à sua massa inercial e fricção do óleo, a válvula de retenção não consegue acompanhar, de imediato, o aumento de pressão que ocorre no início da fase de abertura. Devido ao fechamento atrasado da válvula de retenção, o óleo retorna para o reservatório. Isso é designado como perda de pré-curso do elemento de compensação da folga de válvula. Quanto maiores o gradiente de pressão e o curso da esfera, tanto mais pronunciado será esse efeito.

A análise experimental da perda de força de contato no came é extremamente difícil, uma vez que a força de contato entre o came e o tucho é de difícil acesso para uma medição.

### Pré-contração do elemento hidráulico



Conforme mostra a comparação da curva calculada de força de contato entre o came e o tucho com a velocidade da válvula, existe uma variável que pode ser facilmente determinada, que permite concluir a elevação do tucho com relação ao perfil do came. A figura 30 mostra a clara correlação entre a quebra que ocorre na curva da velocidade da válvula e o contato do tucho sobre o perfil do came. Quanto mais

Fig. 30: Relação entre a velocidade da válvula e a força de contato do came

pronunciada a quebra, mais forte será o impacto. Portanto, a curva da velocidade da válvula permite tirar conclusões em relação ao comportamento do tucho.

## Variação de parâmetros

O projeto construtivo de cada componente tem um importante significado para o comportamento dinâmico de todo o trem de válvulas. O exemplo seguinte serve para ilustrar essa afirmação: para fins de comparação, são usados dois tuchos, sendo que o tucho B é 20% mais leve do que o tucho A. Como mostra a figura 31, o tucho A, porém, possui uma rigidez claramente maior do que o tucho B.

### Influência do peso e da rigidez ...

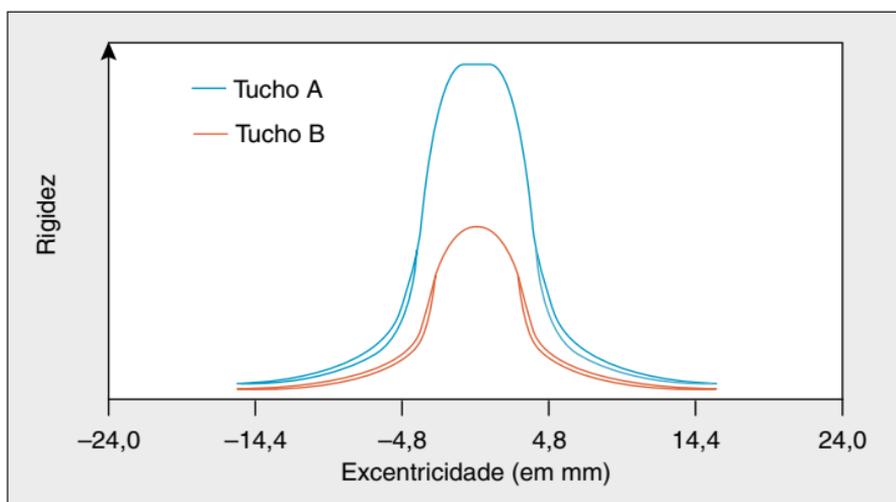
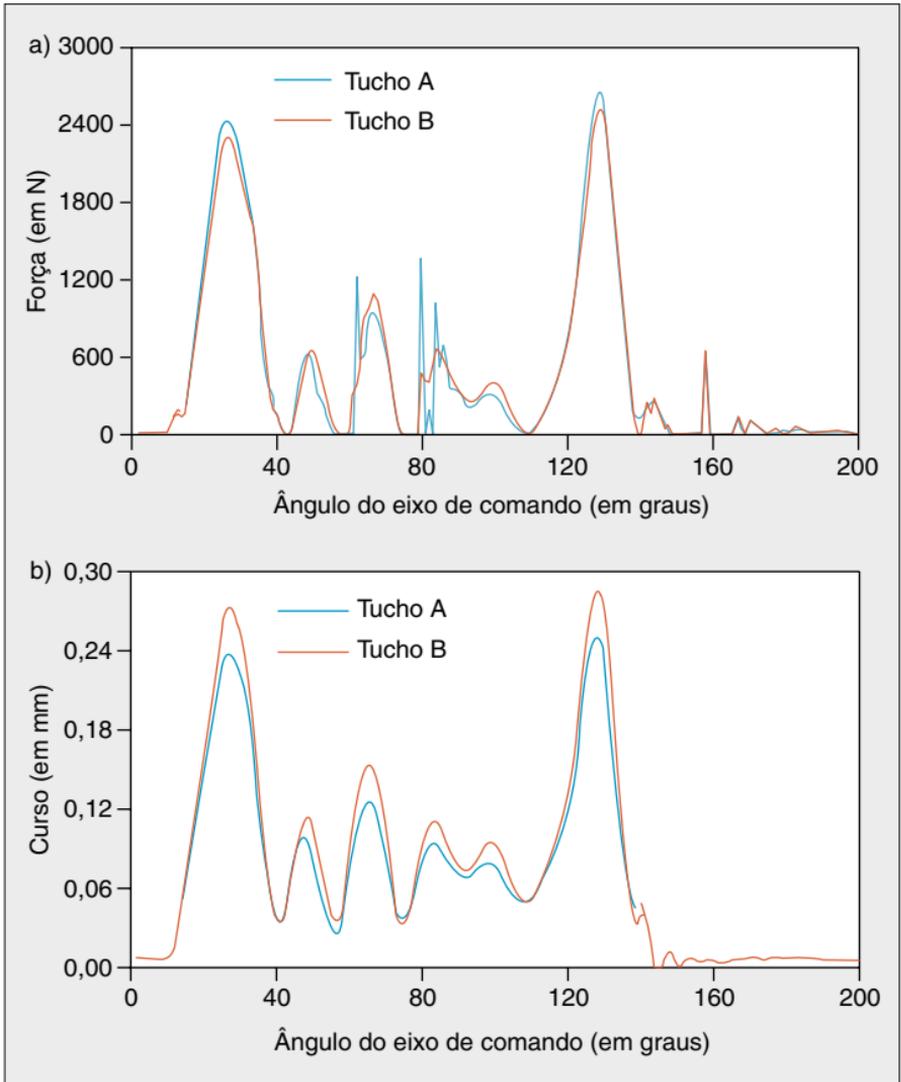


Fig. 31:  
Comparação da rigidez dos tuchos A e B

Os cálculos de simulação para o trem de válvulas foram realizados para rotações na região entre 3000 e 7000 rpm. Ao analisar a força de contato do came com rotação do motor  $n = 6750$  rpm (Fig. 32a), o valor máximo é 6% maior para o tucho A devido à sua maior massa. Ambos os tuchos perdem contato várias vezes do perfil do came, no entanto, o percurso de elevação máximo no caso do tucho B



é claramente menor (não ilustrado). Inclusive os picos de força também diminuem quando o tucho encosta-se no perfil do came. Ao somar as fases onde ocorre a perda de contato com o tucho, o resultado para o tucho B fica 33% abaixo do valor do tucho A.

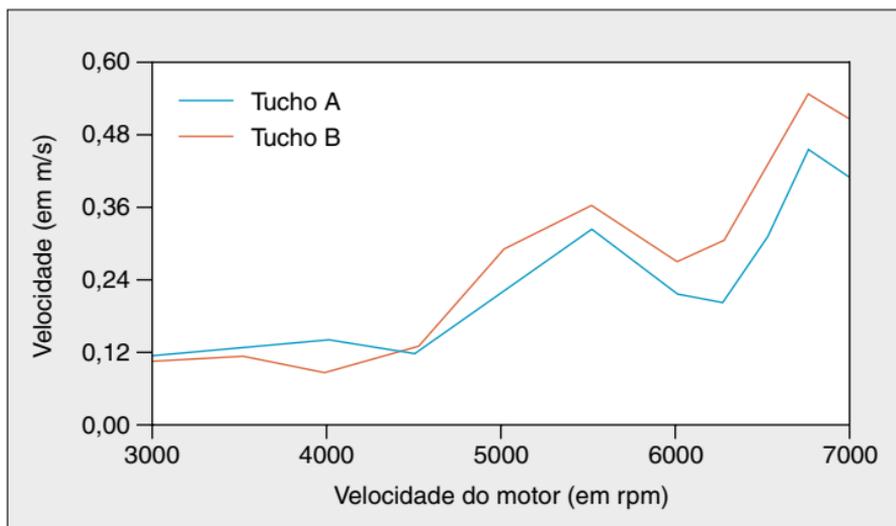
Devido à menor rigidez do tucho B, a curva de elevação da válvula nas máximas de aceleração se desvia consideravelmente da curva

Fig. 32:  
 Comparação do comportamento dos tuchos A e B  
 a) Forças de contato dos cames  
 b) Curso da válvula  
 ... sobre a **dinâmica do trem de válvulas**

nominal (Fig. 32b). No entanto, não é possível constatar uma alteração da frequência natural do trem de válvulas, uma vez que as influências da baixa rigidez e da massa menor se compensam. A observação da velocidade de contato da válvula na faixa de velocidades entre 3000 e 7000 rpm mostra que, a partir de uma rotação de 4500 rpm, o tucho B apresenta velocidades mais elevadas do que o tucho A (Fig. 33). A provável causa para essa observação é o maior desvio do curso da válvula em relação à curva nominal, no momento do assentamento.

Os resultados de simulação e medição obtidos para o curso da esfera da válvula anti-retorno, a pressão na câmara de alta pressão e para a velocidade de válvula coincidem bem. Portanto, os modelos de simulação permitem, junto com os demais métodos de cálculo e com base em dados construtivos, efetuar afirmações realistas sobre a dinâmica do trem de válvulas. Com isso, é possível realizar muitas análises para otimização de um projeto do trem de válvulas já em uma fase anterior à fase de protótipos. Mesmo na fase de protótipos, as

Fig. 33:  
Comparação das velocidades de fechamento das válvulas



análises complementares por meio de cálculos contribuem para uma melhor compreensão do comportamento do sistema e para uma análise mais exata de efeitos de difícil acesso do ponto de vista de medições.

Ao aplicar esses métodos no decorrer do desenvolvimento, é possível restringir a análise experimental de projetos a sistemas que, na maior parte, já foram previamente otimizados, aproveitando as sinergias entre o cálculo e a experiência. Conseqüentemente, podem ser obtidas reduções substanciais de tempo e custos na realização de projetos para trens de válvulas.

### **Benefícios da variação de parâmetros**

# Projetos especiais

## Trens de válvulas variáveis

**Objetivo:**  
**Variação do**  
**curso da válvula**

Desde o início do século XX, o desejo de engenheiros de motores e de especialistas em termodinâmica é aperfeiçoar as curvas de elevação de uma válvula, o que é comprovado por inúmeras patentes. As especificações mais severas em relação às emissões de gases de combustão e a exigência por menor consumo de combustível, aliados à maior satisfação ao dirigir, o que se traduz em desempenho, torque e comportamento de reação, requerem uma crescente flexibilidade do trem de válvulas.

**Possíveis**  
**soluções**

Em pequenas escalas de produção, a escolha de perfis de cames, juntamente com os componentes variáveis, tais como tuchos, balancins articulados ou balancins flutuantes (Fig. 34), já foi realizada. A seleção do perfil de came é utilizada para realizar diversos cursos de válvula em dependência do ponto de operação, ou seja, para regular o curso ideal da válvula. Para isso, é necessário que, para cada curso alternativo da válvula, também exista o came correspondente

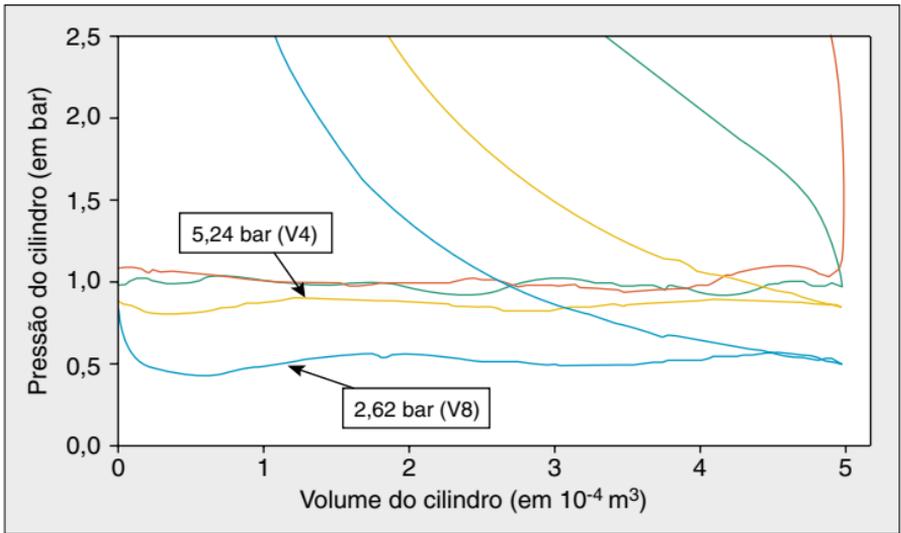


*Fig. 34:*  
*Tucho hidráulico*  
*variável*

para funcionar como elemento de elevação – a não ser que a alternativa seja o curso zero, ou seja, a válvula é mantida fechada. Nesse caso, o elemento em contato com a válvula se apóia sobre o círculo base do came.

A desativação do cilindro ou paralisação da válvula é utilizada principalmente em motores multicilindros de grandes volumes (por exemplo, com 8, 10 ou 12 cilindros, acima de 3 litros). O objetivo desse procedimento é minimizar as perdas por troca de gases ou deslocar o ponto de operação (Fig. 35). Devido às sequências de ignição equidistantes, os

### Desativação da válvula



trens de válvulas V8 e V12 usuais podem ser variados para motores em linha R4 ou R6. Ensaio num motor V8 em operação estacionária comprovaram que a desativação de cilindros em ciclos normais de operação resulta em uma economia de combustível entre 8 e 15%.

Para desativar uma válvula, um segundo came cilíndrico é desnecessário. Nesse caso, o elemento que faz contato com o came é desacoplado da válvula. O movimento do elemento de contato é livre, motivo pelo qual esse movi-

Fig. 35: Curva de troca de gases (diagrama p-v) com/sem desativação do cilindro



Fig. 36:  
Pivô variável

mento é chamado de curso “*lost-motion*”. Por já não haver ligação com a mola da válvula, as forças de inércia da massa resultantes precisam ser suportadas por outra mola (designada de “*lost-motion spring*”). A parte do trem de válvula para a qual não foi programado um fechamento de válvula ou desativação de cilindro executa o seu curso sem modificações. Nos cilindros desativados, o eixo comando trabalha somente contra as forças de “*lost-motion spring*”, que são quatro a cinco vezes menores do que as respectivas forças da mola de válvula. Dessa forma, as perdas por atrito são reduzidas.

No caso de trens de válvulas com balancim flutuante variável, a funcionalidade do curso *lost-motion* pode ser integrada ao pivô hidráulico – contanto que esse elemento exista e que haja espaço disponível (Fig. 36). Alternativamente, existe a possibilidade de instalar uma mola de pressão ou torsão entre duas partes de um balancim, que poderá suportar as forças das massas da parte móvel do balancim (Fig. 37). A situação é similar para trens de

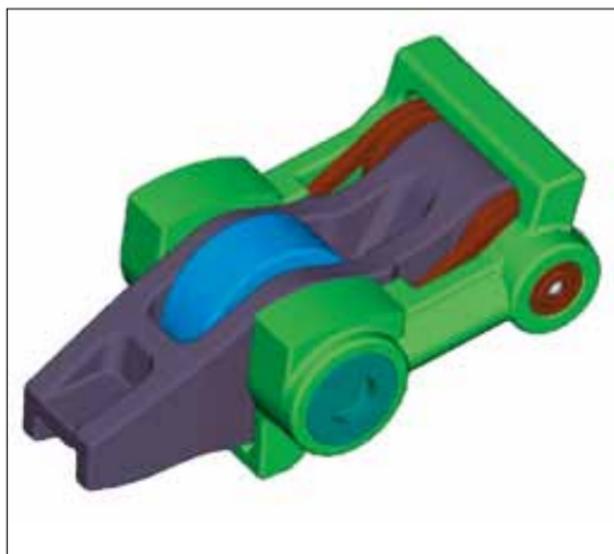
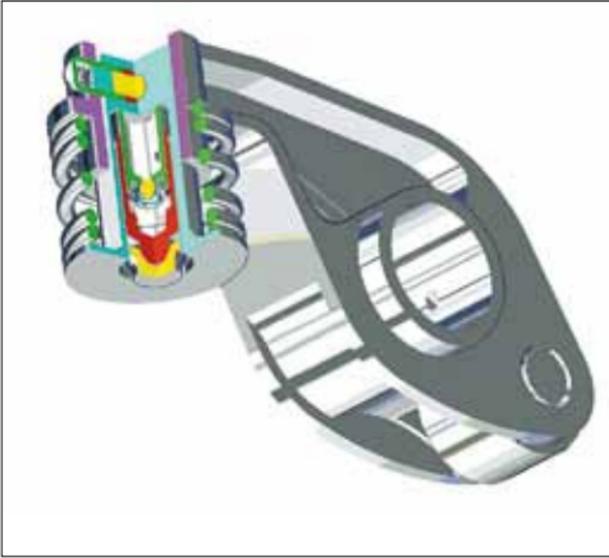


Fig. 37:  
Balancim flutuante  
variável



*Fig. 38:  
Balancim articulado  
variável*

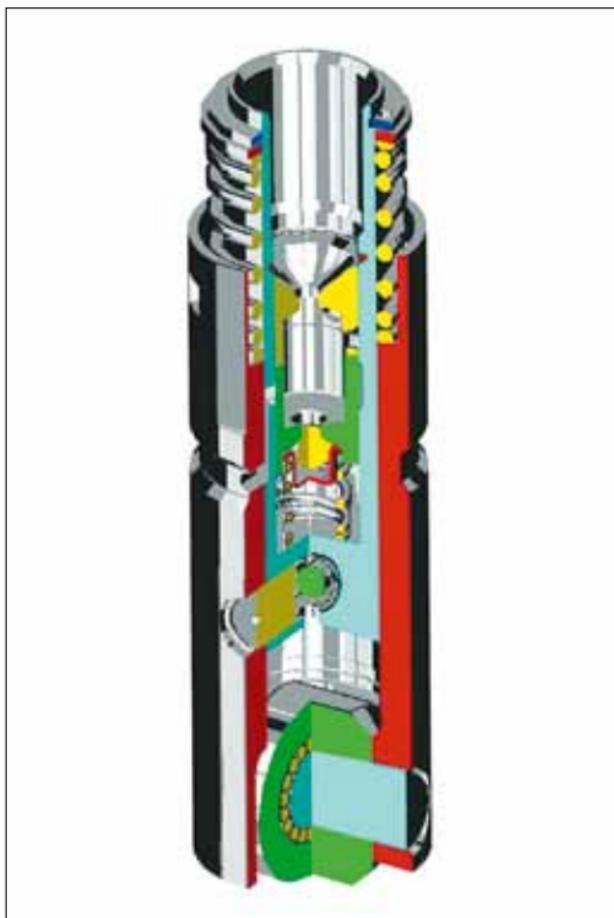
válvulas com balancins flutuantes ou articulados, nos quais é usual separar o mecanismo de desativação no sistema de balancins. Como os balancins são apoiados sobre eixos, seria difícil instalar um mecanismo de desacoplamento no suporte do balancim (Fig. 38).

Mesmo no caso de comandos de válvulas OHV, utilizados principalmente em motores de grande volume, por exemplo, do tipo americano, uma paralisação de válvulas é facilmente realizável. A conexão é interrompida num ponto próximo ao came, por exemplo, no tucho (roletado), o que permite movimentar uma pequena massa no estado desativado. A figura 39 mostra um tucho roletado variável, desenvolvido para desativação de válvulas – ele possui apenas um elemento em contato direto, constituído por um rolamento de agulhas.

Uma alternativa à desativação de válvulas é a relação do perfil do came. O método tem por objetivo aumentar a eficiência termodinâmica, especialmente com a redução das perdas por trocas de gases. Esse método também tem como obje-

### **Variação do curso**

Fig. 39:  
*Tucho roletado*  
*variável*



tivo a redução de perdas por atrito. Na operação de curso parcial atuam as forças das molas de válvula e das molas lost-motion. A resultante dessas forças é menor do que as forças produzidas pelas molas de válvulas na operação de curso padrão. Em combinação com uma variação das fases do eixo comando (VCT), o motor pode ser otimizado termodinamicamente em muitos estados operacionais, o que reflete numa queda significativa do consumo de combustível.

### Sistemas variáveis

Há sistemas de seleção de perfis de came nas versões de dois ou mais estágios. A combinação de dois elementos variáveis (Fig. 40) resulta em três modos de operação, de forma



*Fig. 40:  
Combinação de pivô  
variável (desativação  
da válvula) e balan-  
cim flutuante variá-  
vel (variação do  
curso)*

que podem ser realizadas três curvas diferentes de curso de válvula. Esses elementos formam a transição para trens de válvulas continuamente variáveis, que, no entanto, ocupam mais espaço e são mais difíceis de realizar no aspecto de construção e controle. Uma alternativa pode ser oferecida pelos sistemas com seleção de perfis de cames, que efetuam a variação de curso separadamente em posições individuais de válvulas de motores multiválvulas. Dessa forma, seria possível obter sistemas multiestágios a um custo mais baixo em relação aos sistemas totalmente variáveis.

O mecanismo de acoplamento nos elementos variáveis pode ser acionado de forma hidráulica ou mecânica. Nos elementos mecânicos, são os eletroímãs que acionam o mecanismo de acoplamento e também o mecanismo de bloqueio. No caso de uma atuação hidráulica, o próprio circuito de óleo já existente no cabe-

### **Mecanismo de acoplamento**

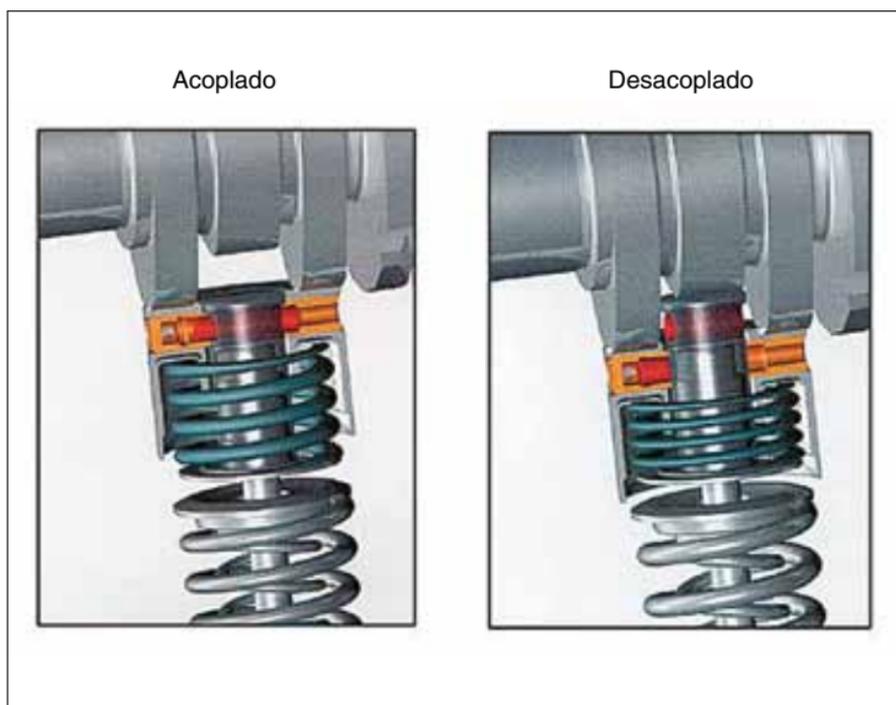


Fig. 41:  
Mecanismo de acoplamento (posições de variação)

### Sistema de variação angular do eixo comando

çote é aproveitado (Fig. 41). A seleção dos modos de variação (acoplado/desacoplado) é efetuada pela variação da pressão de óleo. Nos sistemas atuais, o tempo de resposta dos sistemas mecânicos, hidráulicos e elétricos varia entre 10 e 20 ms e pode ser compensado pelo módulo do motor, dependendo da rotação. A mudança do tempo de variação sujeita a tolerâncias é decisiva para a velocidade máxima do tempo de resposta.

A utilização de sistemas com variadores de eixo comando (VCT), em combinação com o tucho hidráulico variável, ilustrado na figura 42, resulta numa variabilidade ainda maior. A operação otimizada pode ser alcançada, pela variação do curso de válvula e pelo ajuste da fase.

A tecnologia descrita é aplicada em série no novo modelo da Porsche 911 Turbo. Atualmente, com a predominância da utilização de

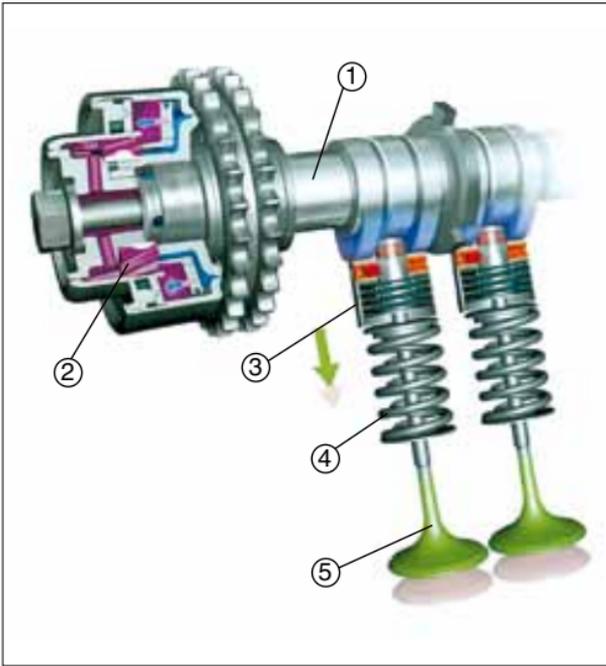
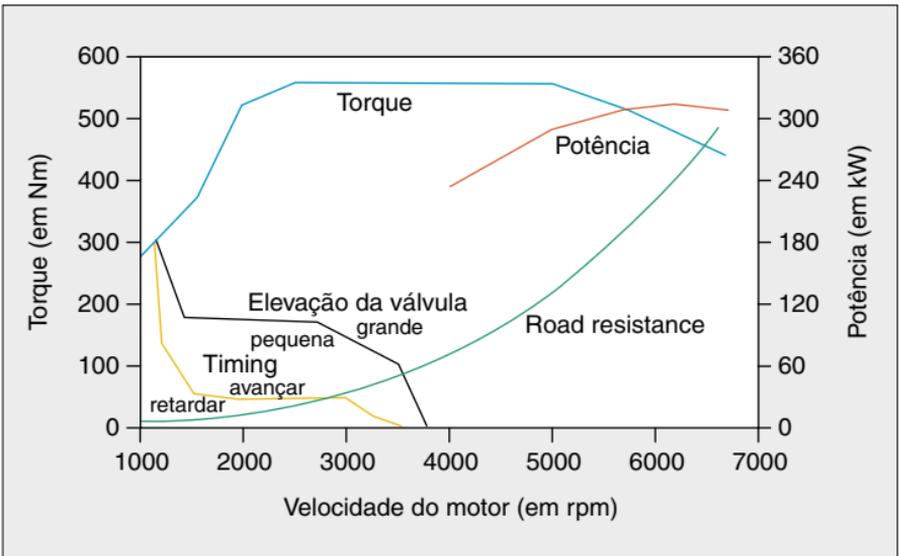


Fig. 42:  
Sistema VarioCam-Plus

- 1 Eixo comando
- 2 Variador hidráulico do eixo comando
- 3 Tucho hidráulico variável
- 4 Mola da válvula
- 5 Válvula

motores de quatro válvulas, a multiplicidade de estágios, proporcionada pelo sistema, já representa um grande avanço em direção à variabilidade total (Fig. 43).

Fig. 43:  
Gráfico característico de um Porsche 911 Turbo



## **Trens de válvulas totalmente variáveis**

Os trens de válvulas totalmente variáveis atingiram um nível de sofisticação adequado para a produção em série, como o caso do BMW – VALVETRONIC. Durante operações em baixa carga, o enchimento do cilindro é controlado pelo curso e tempo de abertura das válvulas de admissão. O acionamento dos eixos comando de admissão e escape resulta de uma variação de fase do eixo comando.

### **Sistemas de variação contínua**

O ajuste contínuo do curso da válvula de admissão é obtido com auxílio de um balancim intermediário, inserido entre o eixo comando e o balancim flutuante. Ele está apoiado sobre um eixo excêntrico. O perfil da área de contato entre o rolete do balancim e o balancim intermediário define o curso da válvula. Mediante rotação do eixo excêntrico, o ponto de rotação do balancim intermediário e, com isso, a relação de transmissão entre o curso do came e o curso da válvula podem ser continuamente regulados. Dessa forma, é possível atingir um curso de válvula cujos valores variam entre 0,3 mm (marcha lenta) e 9,7 mm (com carga máxima).

## O parceiro deste livro

Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG  
91072 Herzogenaurach, Germany  
Internet: [www.ina.de](http://www.ina.de)  
E-mail: [info@schaeffler.com](mailto:info@schaeffler.com)



O Grupo Schaeffler é um fabricante líder mundial de mancais de rolamentos e produtos lineares, bem como fornecedor renomado na indústria automotiva para sistemas de motores, caixas de câmbio e suspensões. O sucesso do Grupo se baseia em sua notável força de inovação, proximidade ao cliente no mundo inteiro, máxima qualidade em todos os processos, assim como a capacidade de reagir com rapidez às necessidades individuais dos clientes. Com suas três grandes marcas INA, FAG e LuK, o Grupo Schaeffler está presente nos ramos industriais automotivo, industrial e aeroespacial. Cerca de 66 mil colaboradores trabalham nas 180 fábricas existentes no mundo.

No ramo automotivo, a Grupo Schaeffler, com as marcas INA, FAG e LuK, desenvolve e produz produtos de precisão para motores, caixas de câmbio e suspensões. Praticamente todos os fabricantes mundiais de automóveis, assim como seus principais subfornecedores, constam entre seus clientes. A meta: menos consumo de combustível, redução de emissões, maior segurança e mais satisfação ao dirigir. Com peças de reposição originais das marcas INA, FAG e LuK, o serviço automotivo de pós-venda constitui um parceiro eficiente para oficinas, comércio e clientes finais.

A unidade empresarial Sistemas de Motores desenvolve e fabrica, sob a marca INA, produtos de precisão que contribuem para que os motores possam consumir menos combustível e atender às normas de emissões, cada vez mais rígidas. Ao mesmo tempo, a satisfação e dinâmica de dirigir são aumentadas, os intervalos de manutenção e a vida útil, prolongados. Entre os produtos, podemos mencionar:

- Elementos de compensação da folga de válvulas
- Sistemas variáveis de trem de válvulas
- Variadores de fase do eixo comando de válvulas
- Acionamentos por correia e corrente
- Roda livre para circuitos acessórios
- Rolamento de bomba d'água
- Válvulas de retenção e bicos ejetores

Criatividade, know-how e força inovadora são a base para uma parceria de desenvolvimento bem sucedida na indústria automotiva. Processos integrados em todas as fases de formação do produto garantem a máxima qualidade – desde o desenvolvimento até a fabricação. Os centros de pesquisa e desenvolvimento já estão trabalhando hoje nas soluções técnicas de amanhã.

Os mais modernos métodos de cálculo, simulação e ensaio são utilizados na realização de testes para o desenvolvimento e fabricação dos produtos. Tudo isso é executado com tecnologias eficientes de fabricação, que proporcionam economia e qualidade na produção em série.

