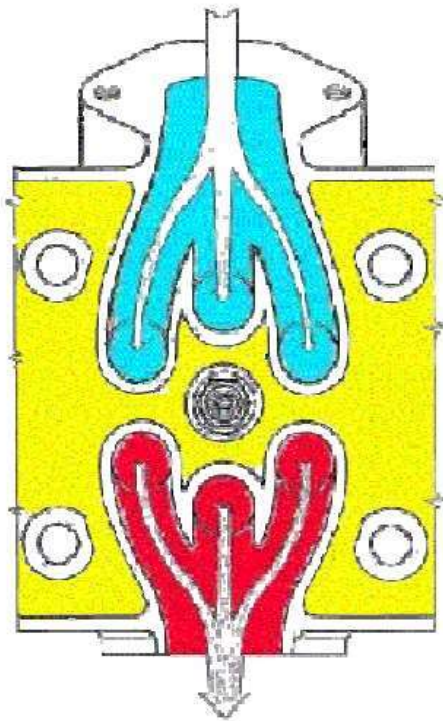


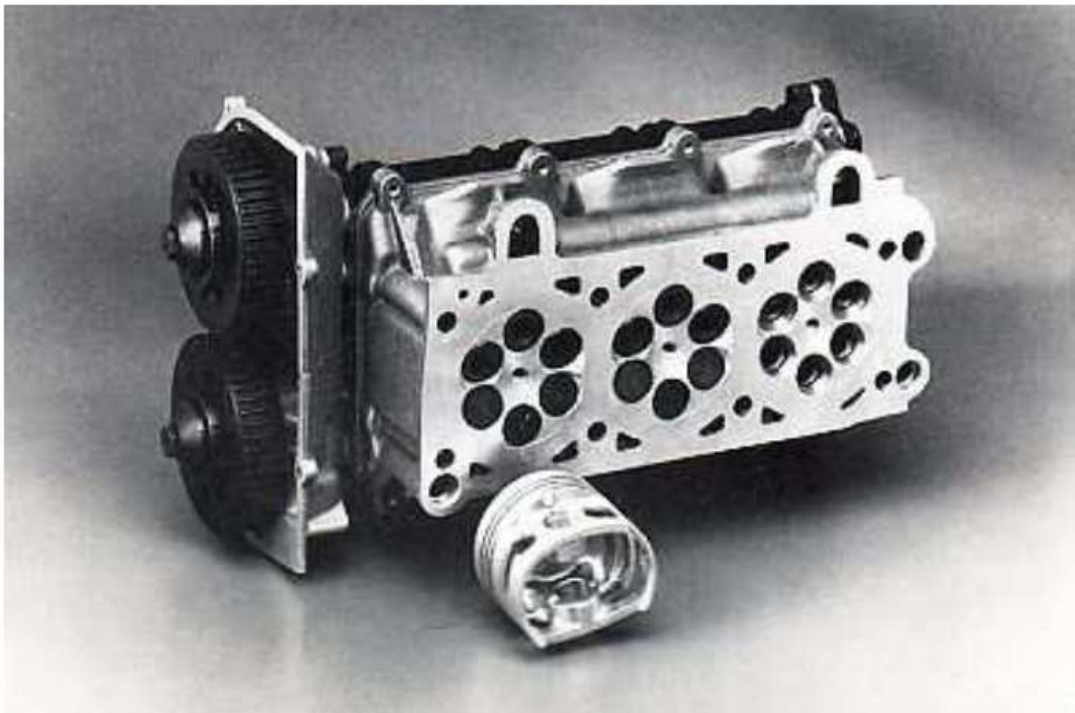
Arbore cu came în
chiulasă -
aplicație 6S/cil



- Exhaust port
- Intake port
- Coolant

Brevetto MASERATI
MASERATI patent
n° 22710A/85

Arbore cu came în chiulasă - aplicație 6S/cil



Moto HONDA NR750



Sursa : Wikipedia

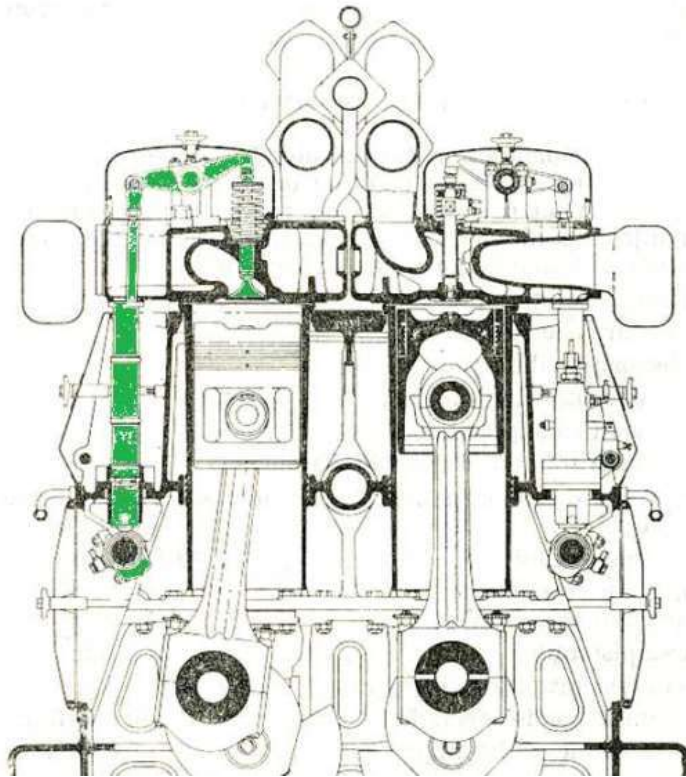


Piston
Moto HONDA
NR750

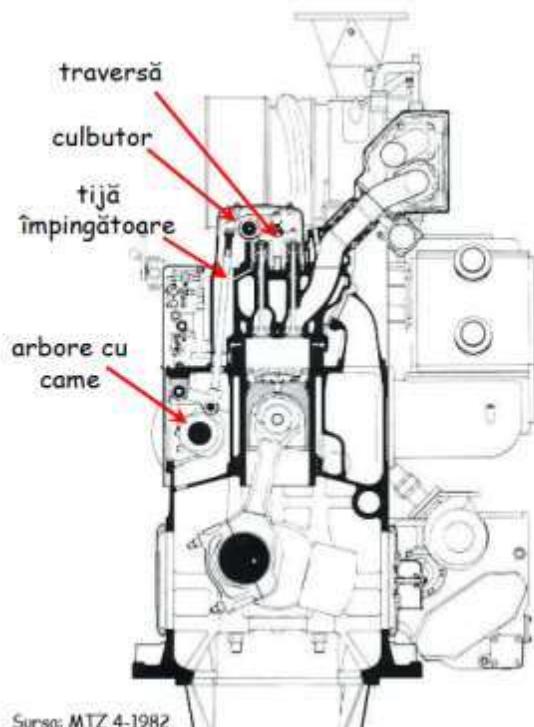
Sursa : Wikipedia

Soluția cu chiulase individuale

Un arbore cu came plasat în blocul motor.



Secțiune transversală motor locomotivă 12 LDA 28 (2S/cil)



Secțiune transversală motor SW280

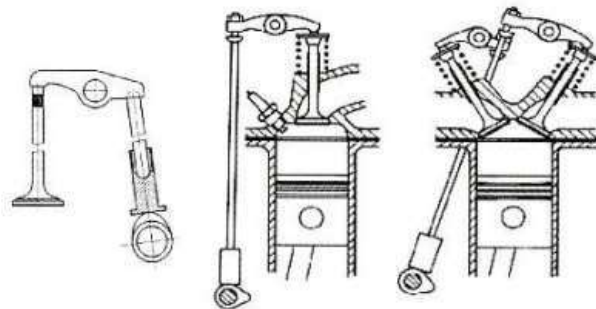
($P_{CIL}=300$ kW/1000 rpm)

Sursa: MTZ 4-1982

Arborele cu came poate fi poziționat în blocul motor, în vecinătatea arborelui cotit sau la partea superioară a blocului motor, supapele fiind amplasate în chiulasă iar mecanismul de antrenare este cel mai cuprinzător, el având în componență tchet, tija împingătoare, culbutor. Supapele sunt asezate pe un rând sau în V. Acest sistem are rigiditate scăzută.

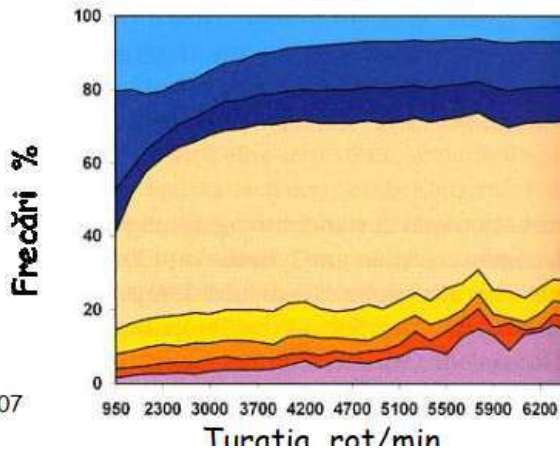
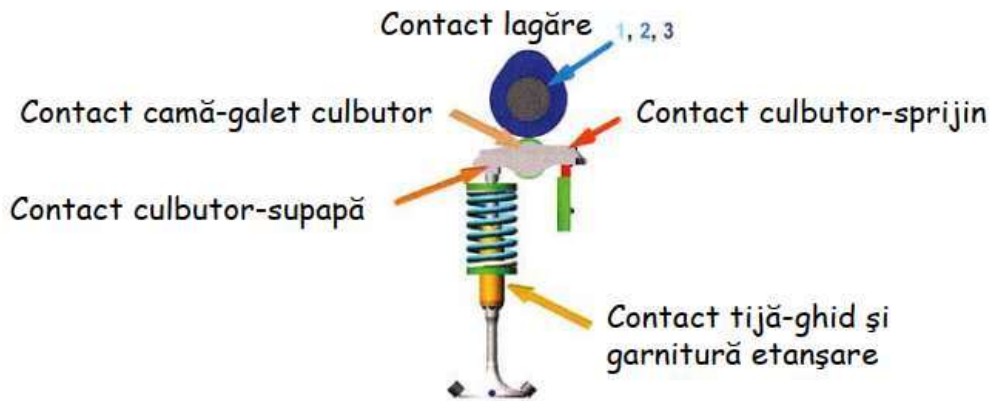
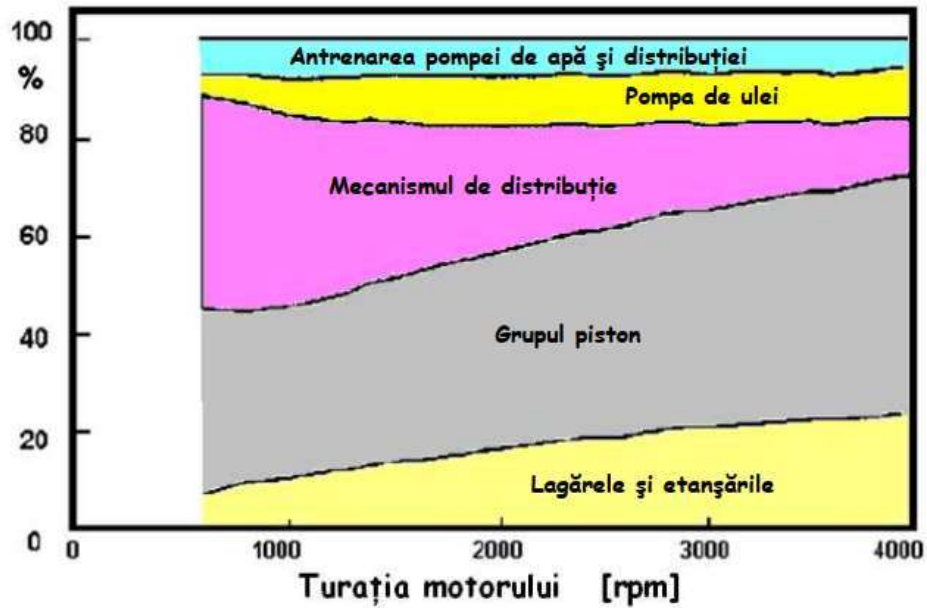
Arbore cu came în bloc

- Actualmente folosit pentru motoare cu cilindreea sub 1,3ℓ, motoare simple în V, motoare de camioane cu cilindri în linie sau în V
- Contact de alunecare sau rostogolire
- Cu sau fără folosire de tchet hidraulic pentru compensarea jocului termic
- Materiale:
 - Camă: oțel, fontă
 - Tchet/contact camă: oțel (contact rostogolire) fontă (contact alunecare)



În cazul amplasării în chiulasă sistemul prezintă rigiditate sporită, antrenarea este mai complicată prin roti dintate, lanț de distribuție sau curea dințată. Când mișcarea se transmite supapei prin culbutor contactul cu cama poate fi de alunecare sau de rostogolire. Folosirea rolei de contact pentru reducerea frecării este o soluție bună, iar la mecanismul direct tchetul poate fi fără compensarea jocului termic, pentru reducerea costurilor de fabricație. Frecările aferente mecanismului de distribuție sunt importante, ponderea acestora este mai mare la turațiile joase, la turațiile înalte reducându-se la aproximativ 15%.

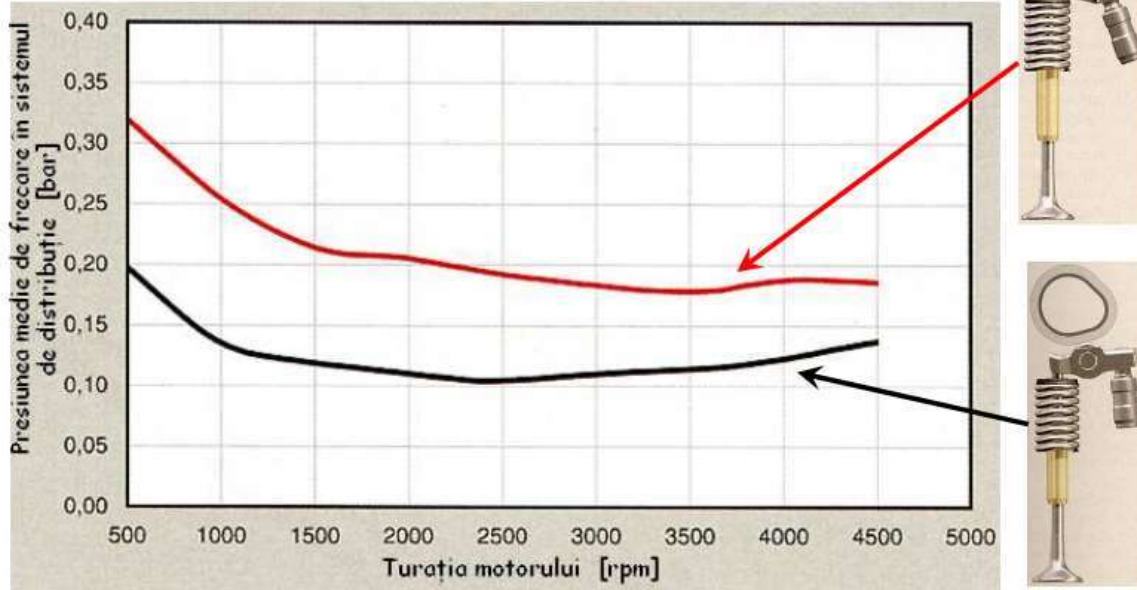
Frecări în motor



Frecări în
mecanismul
de
distribuție

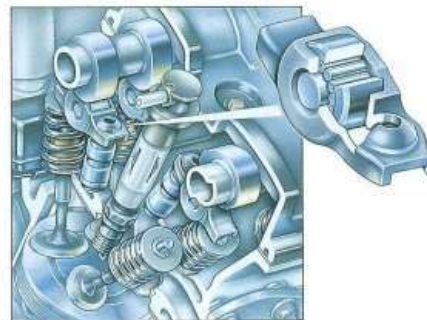
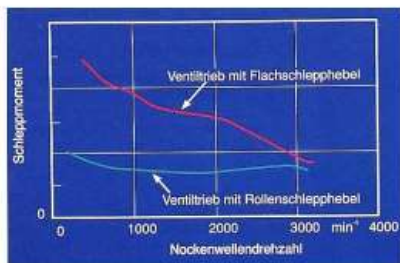
Sursa: MTZ 5-2007

Micșorare frecare rostogolire față de alunecare AUDI TDI 6V



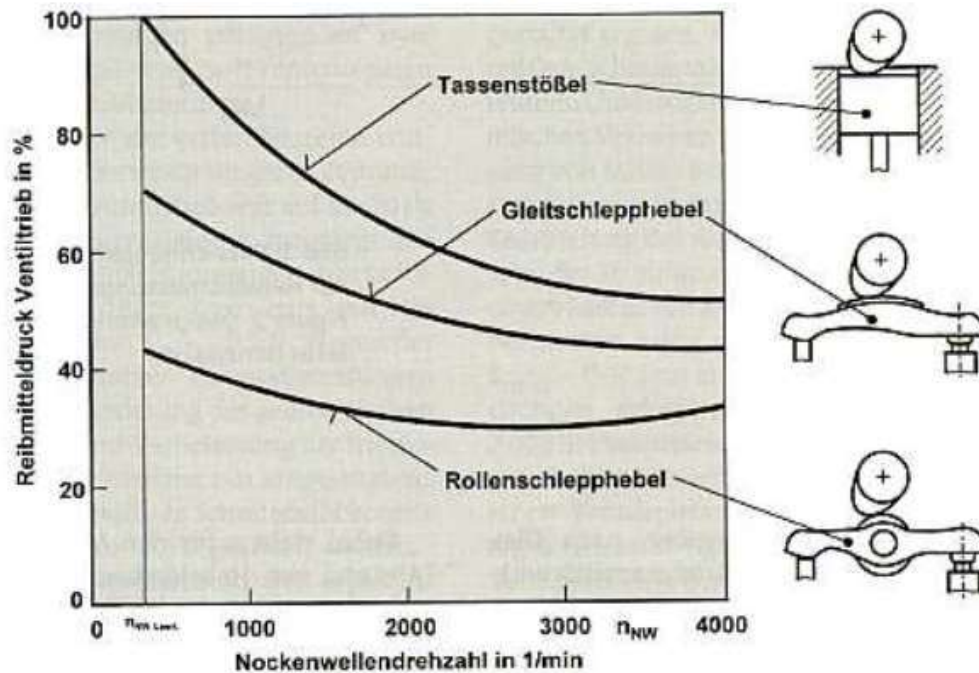
Sursa: MTZ 5-2003

Momentul de frecare al unui culbutor cu rolă față de unul cu alunecare



Sursa : MTZ 7/8-1994

Comparație mecanisme direct și indirect d.p.d.v. frecare



Sursa: MTZ 7/8-2005

Din punct de vedere al vibrațiilor introduse în sistem, un sistem cu arbore cu came dispus în chiulasă și supapă acționată direct de camă poate avea o frecvență proprie între 2000-3000 Hz, la o masă de 140-160 grame și o turație maximă mai mare de 6000 rpm. Din punct de vedere al frecării, pe o scară de la 1 la 5 se situează la 5, unde 1 este cel mai bine. [Dan Gauthier-Michigan State University].

Arbore de distribuție în chiulasă, supapă acționată direct de camă

- Frecvența proprie 2000-3000 Hz
- Masa 140-160 g
- Turația maximă »6000 rpm
- Frecare 5

1 cel mai bun

5 cel mai rău

Sursa: Dan Gauthier Delphi Corporation - Michigan State University



Arbore de distribuție în chiulasă, supapă acționată de camă prin culbutor cu ax sau cu punct de sprijin

- Frecvența proprie 1200-1500 Hz
- Masa 80-120 g
- Turația maximă >6500 rpm
- Frecare 1

1 cel mai bun

5 cel mai rău

Sursa: Dan Gauthier Delphi Corporation - Michigan State University



Arbore de distribuție în chiulasă, supapă acționată de camă prin culbutor clasic

- Frecvența proprie 900-1400 Hz
- Masa 120-160 g
- Turația maximă >6000 rpm
- Frecare 2

1 cel mai bun

5 cel mai rău

Sursa: Dan Gauthier Delphi Corporation - Michigan State University



Arbore de distribuție în chiulasă, supapă acționată de camă prin culbutor clasic și tchet

- Frecvența proprie 900-1400 Hz
- Masa 130-170 g
- Turația maximă >6000 rpm
- Frecare 3-4

1 cel mai bun

5 cel mai rău

Sursa: Dan Gauthier Delphi Corporation - Michigan State University



Arbore de distribuție în bloc, supapă acționată de camă prin tchet tijă împingătoare și culbutor

- Frecvența proprie 400-700 Hz
- Masa 240-290 g
- Turația maximă 4000-6000 rpm
- Frecare 3-4

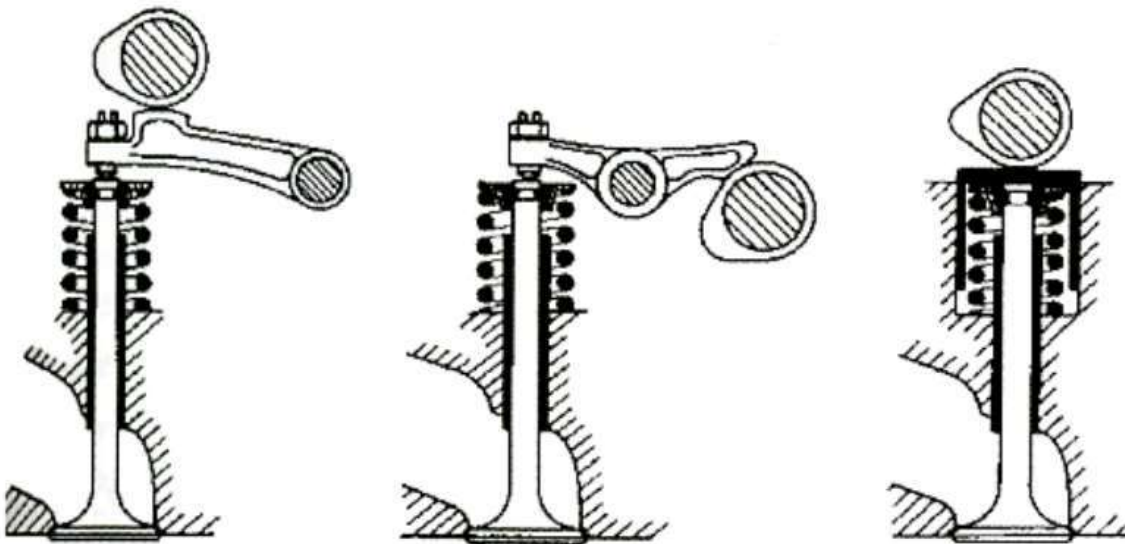
1 cel mai bun

5 cel mai rău

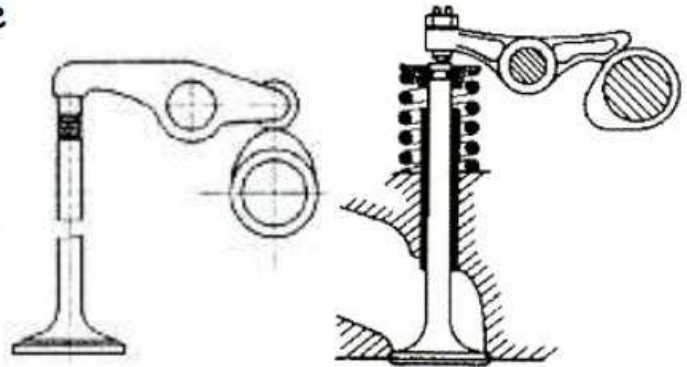
Sursa: Dan Gauthier Delphi Corporation - Michigan State University



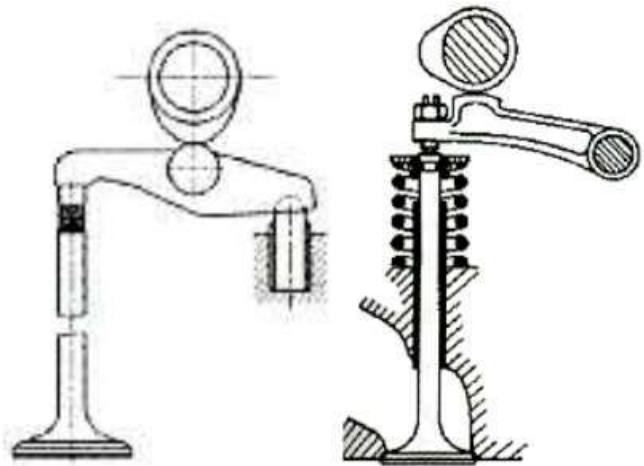
Pentru sistemele cu arbore cu came in chiulasa si actionare cu culbutor diferentele sunt urmatoarele:



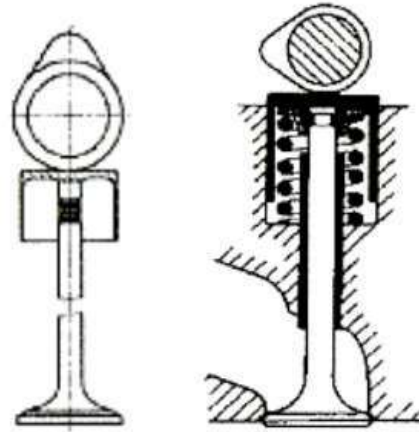
- Nu foarte folosit pentru autoturisme, motociclete sau utilitare
- Contact de alunecare sau rostogolire
- Cu sau fără folosire de tchet hidraulic pentru compensarea jocului termic
- Materiale:
 - Camă: oțel, fontă
 - Tchet/contact camă: oțel (contact rostogolire) oțel sau fontă (contact alunecare)



- Din ce în ce mai folosit pentru autoturisme, motociclete sau utilitare
- Contact de alunecare sau rostogolire
- Cu sau fără folosire de tchet hidraulic pentru compensarea jocului termic
- Materiale:
 - Camă: oțel, metal sinterizat, fontă
 - Tchet/contact camă: oțel (contact rostogolire) oțel sau fontă (contact alunecare)



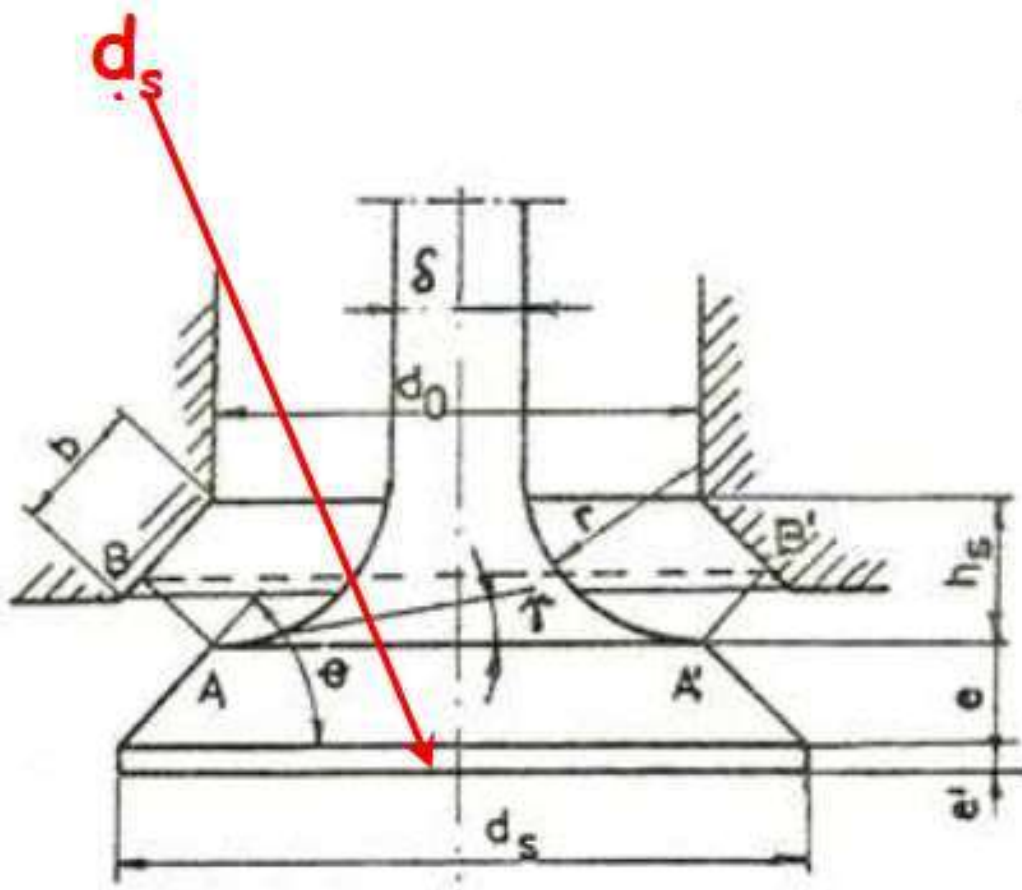
- Soluție standard
- Contact de alunecare
- Cu sau fără folosire de tchet hidraulic pentru compensarea jocului termic
- Materiale:
 - Camă: fontă
 - Tchet/contact camă: oțel



X.1. Calculul sistemului de distribuție

Calculul supapei

Diametrul d_s al talerului supapei trebuie să fie cât mai mare în vederea asigurării unor performanțe superioare ale umplerii și evacuării, fiind condiționat de spațiul disponibil în raport cu camera de ardere și cu canalele de gaze.



În funcție de forma camerei de ardere, de numărul și amplasarea supapelor și gradul de echipare al chiulasei se pot obține secțiuni ale canalelor de cel mult 25...45% din suprafața frontală a pistonului, valorile mai mari când camera de ardere este semisferică sau când se prevăd patru supape pe cilindru.

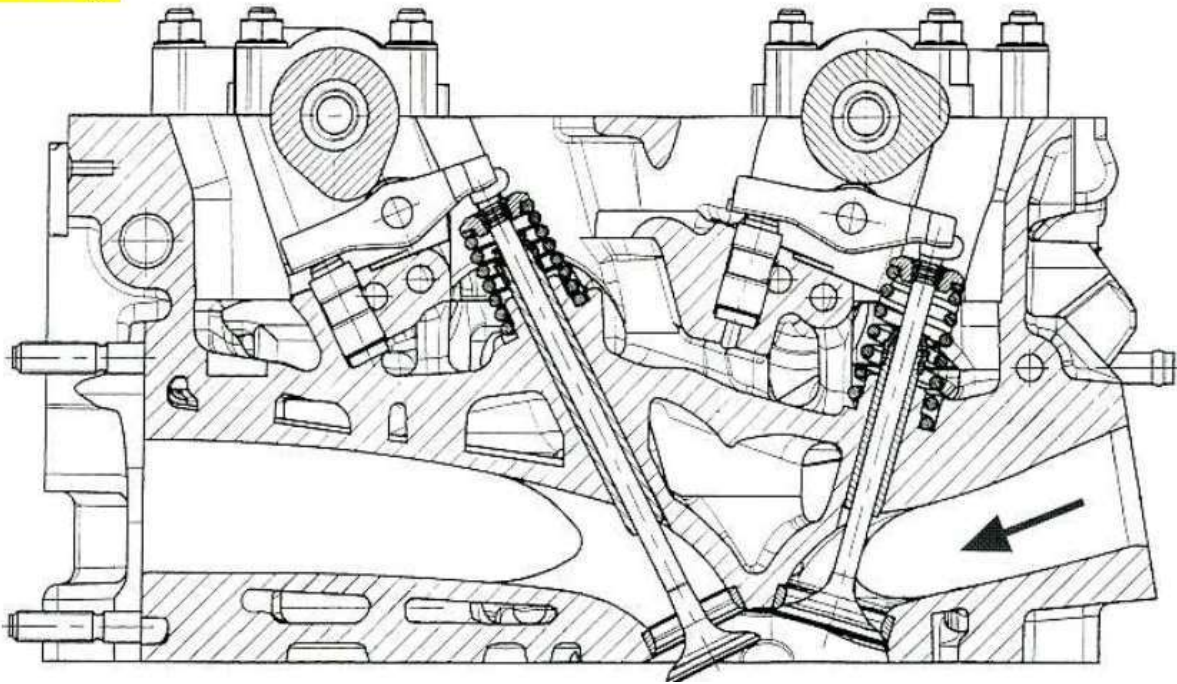
Pentru a favoriza umplerea diametrul talerului supapei de admisie se ia adesea cu 10...20% mai mare decat cel al supapei de evacuare. Valorile recomandate sunt specificate in tabelul urmator.

Dimensiunea		Valori recomandate		
		MAC navale	MAC de putere medie	Motoare pentru automobile și tractoare
Diametrul talerului d_s	Două supape pe cilindru	(0,3...0,4)D	(0,35...0,45)D	(0,44...0,55) A (0,40...0,45) E
	Câte două supape de același fel pe cilindru	(0,28...0,33)D	(0,30...0,34)D	(0,35...0,40)D
Diametrul tijeii δ		(0,15...0,20) d_0	(0,20...0,28) d_0	(0,18...0,24) d_0 A (0,22...0,29) d_0 E
Diametrul locașului pentru siguranțele talerului arcului δ'		-	$\sim 0,7\delta$	(0,65...0,75) δ
Lungimea de sprijin b		(2,5...8,0) mm	(0,08...0,12) d_0	(0,05...0,12) d_0
Raza de racordare a tijeii cu talerul r		-	(0,3...0,4) d_0	(0,25...0,35) d_0
Unghiul de racordare γ		-	12°...15°	12°...15°
Lungimea supapei L			(2,5...3,5) d_0	(2,5...3,5) d_0
Înălțimea talerului e		(0,10...0,12) d_0	(0,08...0,12) d_0	(0,08...0,13) d_0
Înălțimea porțiunii cilindrice a talerului e'		-	(0,025...0,040) d_0	(0,025...0,045) d_0
Diametrul corpului de montaj al supapei		(1,25...1,30) d_0	-	

Secțiune chiulasă cu canal de admisie scurt

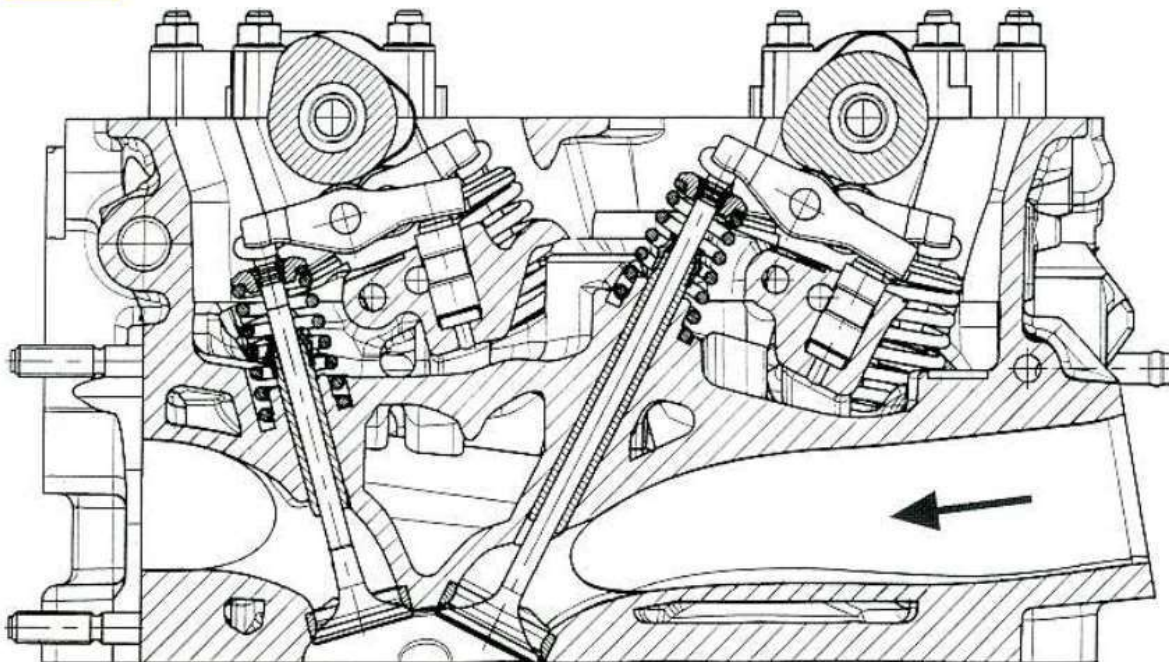
L=4d₀

Motor VW V(R)6-4V



L=6d₀

Motor VW V(R)6-4V



Dupa ce se determină d_s , diametrul d_0 al orificiului controlat de supapă trebuie limitat corespunzător astfel încât să se obțină o lungime de sprijin b care să asigure buna etanșare când supapa este în repaus.

Se admite condiția ca forța maximă cu care talerul este aplicat pe scaun să fie de patru ori mai mare decât forța dezvoltată pe taler de presiunea maximă a gazelor.

$$4 \left[p_{\max} \frac{\pi}{4} (d_s^2 - d_0^2) \right] = \frac{\pi d_s^2}{4} p_{\max}$$

$$d_0 = \frac{\sqrt{3}}{2} d_s = 0,866 \cdot d_s$$

Pentru lungimea de sprijin și înălțimea talerului se deduce:

$$b = \frac{(d_s - d_0)}{2 \cos \theta}$$

$$e = \frac{(d_s - d_0)}{2 \operatorname{tg} \theta}$$

În general unghiul de așezare se ia 45 grade, la supapele de admisie uneori se adoptă 30 grade, iar la motoarele alimentate cu gaz 20 grade.

De obicei diametrul tijei supapei se alege egal la ambele tipuri de supape. În cazul în care supapele sunt acționate direct de camă diametrul tijei se

majorează la $(0.3...0.4)d_0$, pentru a preîntâmpina eforturile unitare de încovoiere și de presiune normală din ghidul supapei. La supapele cu talerul în formă de leașa raza de racordare se mărește la $r=0.5d_0$.

Lungimea totală a supapei depinde de varianta de amplasare, de lungimea ghidului, de dimensiunile arcului de supapa și uzual orientativ se recomandă lungimea supapei $L=(2...3.5)d_0$.

După dimensionarea supapei se verifică viteza medie de curgere a gazelor prin orificiul controlat de supapă din condiția de continuitate care exprimă egalitatea dintre debitul de gaze ce trece prin secțiunea liberă a orificiului controlat și volumul de gaze dislocuit de piston în unitatea de timp.

- Se obține

$$w_g = \frac{D^2}{d_0^2 - \delta^2} \cdot w_{p,m}$$

$w_{p,m}$ fiind viteza medie a pistonului

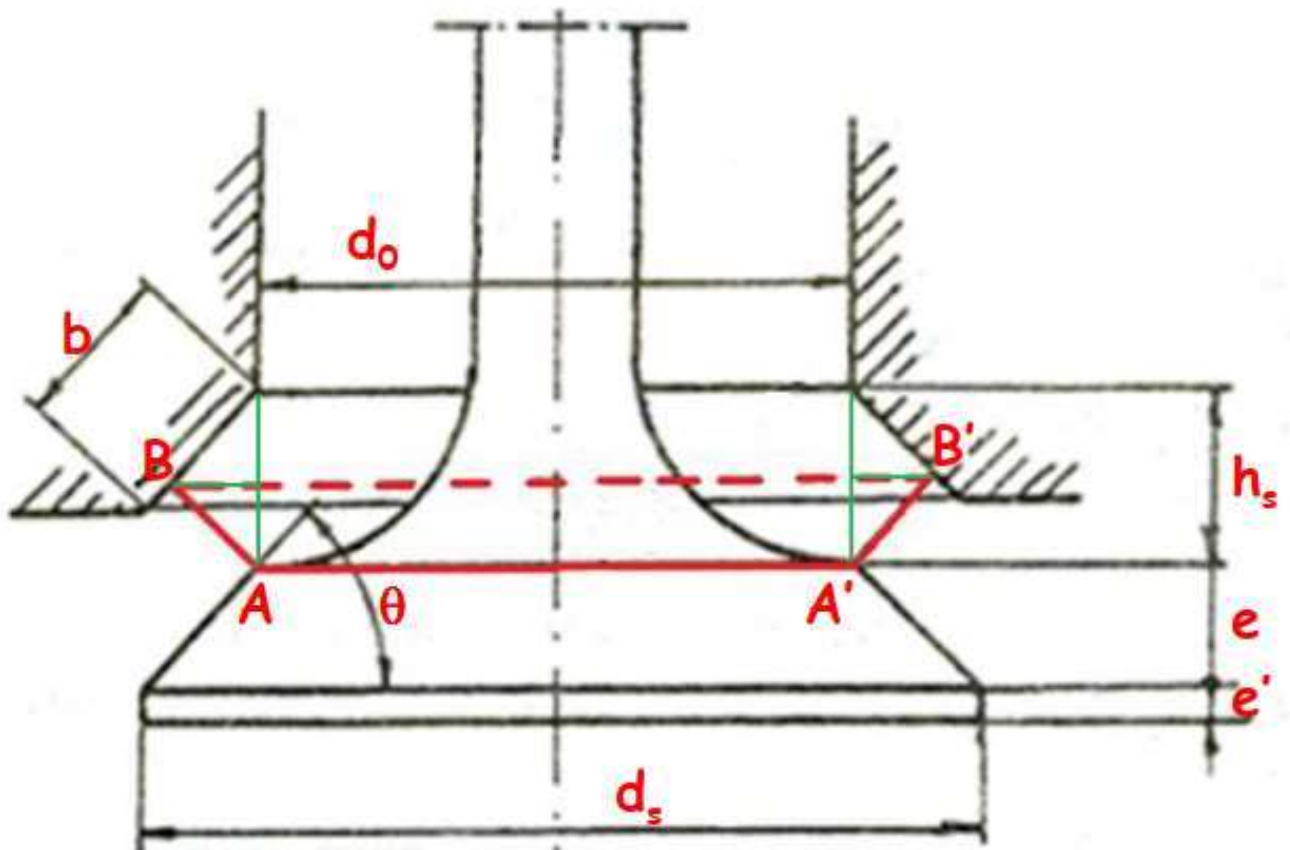
- Se recomandă:
 - $w_g = 80...110$ m/s la admisie
 - $w_g = 120...220$ m/s la evacuare
- Dacă rezultatul obținut din relația de mai sus nu corespunde domeniului precizat, supapa se recalculează

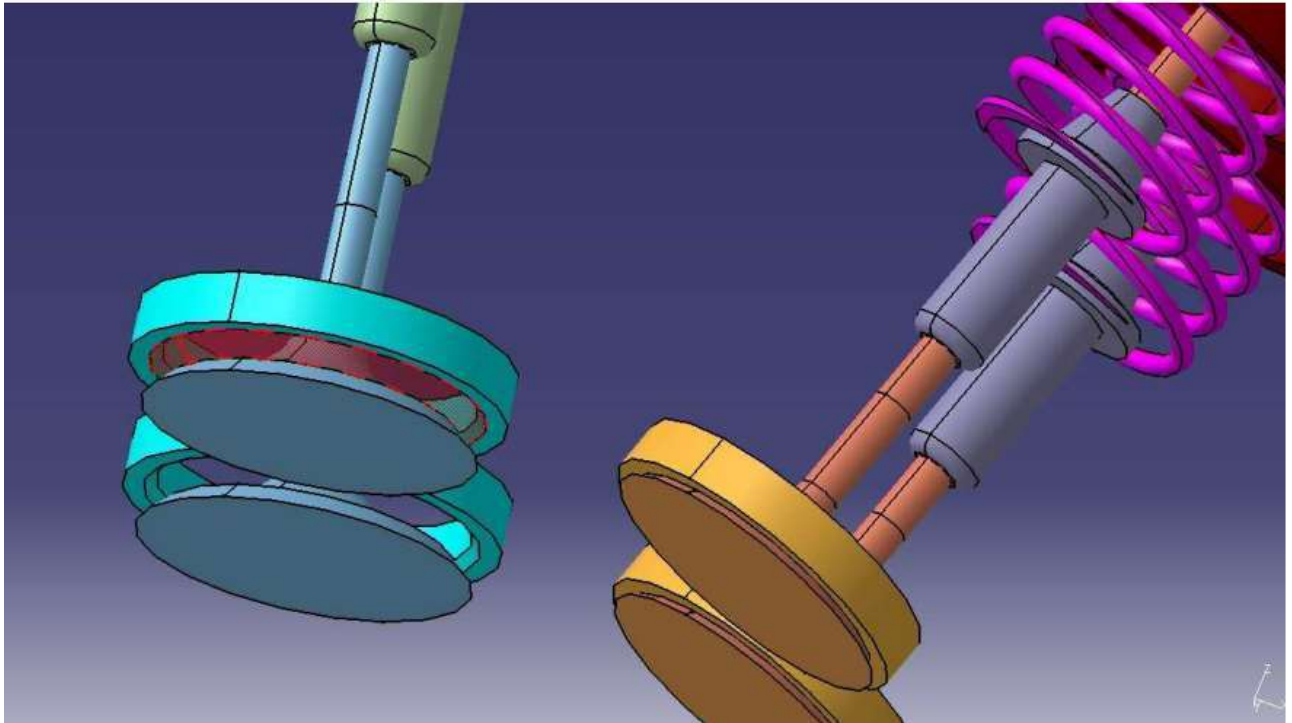
Cursa supapei h_{smax} se determină din condiția ca aria secțiunii de curgere pe lângă taler A_s când supapa este complet ridicată să fie egală cu aria secțiunii libere a galeriei.

$$A_s = \frac{\pi}{4} (d_0^2 - \delta^2)$$

La o ridicare oarecare h_s aria A_s este egală cu aria suprafeței laterale a trunchiului de con $AA'B'B$.

$$A_s = \frac{\pi \cdot (AA' + BB') \cdot AB}{2}$$





Există două cazuri posibile:

- când normala din A întâlnește sediul în momentul ridicării maxime a supapei:
- când normala din A nu întâlnește sediul în momentul ridicării maxime a supapei (este în prelungirea sediului)

Când normala întâlnește sediul:

