

## Роторен клапанен механизъм в ДВГ

Димитър Иринчев

*Summary: The rotary valves allow to increase the volumetric efficiency of the internal combustion engines. Their technical problem is the sealing of the compression chamber. Here is a comparison the volumetric efficiency of a conventional valve poppet type with a rotary valve. An approved construction is in the paper described.*

*Key words: Combustion engine, rotary valve, volumetric efficiency.*

### ВЪВЕДЕНИЕ

В газоразпределителния механизъм на съвременните бутални двигатели с вътрешно горене се използват конусни клапани, които са конструктивно прости и надеждни. Те уплътняват добре цилиндъра, тъй като в компресионния и работния такт на двигателя, когато налягането в цилиндъра е най-голямо, те са неподвижни и се притискат в конусното си гнездо, както от затварящата пружина, така и от работните газове. Заедно с това те се самонагаждат към конусното си легло при износване. Техен недостатък е това, че имат възвратно-постъпателно движение, което при висока честота на въртене на двигателя създава големи инерционни сили в клапаните. Също така, техният диаметър е ограничен от диаметъра на цилиндъра, което ограничава време-сечението на клапаните. За да се увеличи време-сечението на клапаните, техният брой се увеличава, а отварянето и затварянето им се ускорява.

През 1920 година английският инженер Roland Cross регистрира изобретение на газоразпределителен механизъм с роторен клапан. В него се елиминират инерционните сили на клапаните и се създава възможност за по-голямо време-сечение, а от там и по-голяма мощност на двигателя. Въртящият се клапан в неговата конструкция представлява цилиндричен шибър, разположен над цилиндъра, с хоризонтална ос и задвижван чрез верижна предавка от колянвия вал на двигателя с предавателно отношение 2. Роторният клапан има два отделни канала – всмукателен и изпускателен, последователно свързващи се при въртенето му с отвора на горивната камера.

Основният проблем при този клапан е уплътнението на цилиндъра, доколкото уплътняването става при въртене на клапана, при висока температура и лошо смазване. За решаване на този проблем са предложени множество конструктивни решения. Така например цилиндричният шибър се уплътнява с лабиринтни уплътнения, използват се шибъри със сферична повърхност, конусни шибъри с вертикална ос, съосна с оста на работния цилиндър и др.[1]. В многоцилиндров двигател е реализиран сферичен газоразпределителен механизъм с отделни всмукателен и изпускателен ротори [2].

Целта на представената работа е да се определи диаметърът на роторния клапан в опитен двигател, да се сравни коефициентът на пълнене на двигателя с този, с конусен конвенционален клапан и да се предложи решение за уплътнение на роторния клапан.

### ИЗЛОЖЕНИЕ

Между фазовия ъгъл  $\varphi$  на всмукване (или изпускане) на роторния клапан и съответстващия секторен ъгъл  $\alpha_p$  на всмукателния (или изпускателния) отвор на ротора и секторния ъгъл  $\alpha_k$  на отвора на горивната камера на цилиндъра съществува връзката:

$$\varphi = 2 (\alpha_p + \alpha_k)$$

/1/

Между диаметъра на ротора  $D_p$ , периферната дължина на всмукателния отвор  $l_p$  (или изпускателния) и отвора на горивната камера  $l_k$ , връзката е:

$$D_p / 2 \cdot \alpha_p = l_p \quad /2/$$

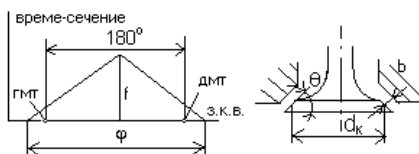
$$D_p / 2 \cdot \alpha_k = l_k \quad /3/$$

Желаното максимално проходно сечение на роторния клапан се лимитира от по-малкия секторен ъгъл  $\alpha_p$  или  $\alpha_k$ .

Ако се приеме  $\alpha_p = \alpha_k$ ,  $\varphi = 4\pi/3$  ( $240^\circ$ ) и  $l_p = l_k = D/2$ , където  $D$  е диаметърът на цилиндъра на двигателя, от изразите /1/, /2/ и /3/ се определя диаметърът на ротора  $D_p$ , в зависимост от  $D$ :

$$D_p \approx D$$

При по-малък диаметър  $D_p$  се намалява проходното сечение на клапана. При голям диаметър на роторния клапан се увеличава периферната скорост на триене на ротора към уплътнителната повърхност на цилиндровата глава, което ускорява износването им.



Фиг.1. Време-сечение на клапаните и размери на конусния клапан.

На фиг.1 е показана диаграма време-сечение на конусния и роторния клапан при един и същи ъгъл  $\varphi$ . Приема се, че сравняваните два вида клапани имат еднакъв закон на отваряне и затваряне. Начертаната триъгълна диаграма се получава при  $\alpha_p = \alpha_k$  с правоъгълни разгнати отвори на роторния клапан и цилиндровата глава, докато за конусния клапан се получава при ъгъл за отваряне и затваряне, равен на  $\varphi/2$ . Диаграмата е трапец, ако секторните ъгли  $\alpha_p$  и  $\alpha_k$  за роторния клапан са различни, докато при конусния – ако времето за отваряне или затваряне на клапана е по-малко от  $\varphi/2$ .

От диаграмата на фиг.1 следва:

- Време-сечението на конусния клапан:

$$S_k = \varphi \cdot f_k / 2 \quad /4/$$

- Време-сечението на роторния клапан:

$$S_p = \varphi \cdot f_p / 2 \quad /5/$$

където  $f_k$  и  $f_p$  са максималните проходни сечения на отворите съответно на конусния и роторния клапани.

От своя страна:

$$f_k = \pi \cdot d_k \cdot b \quad /6/$$

където  $d_k$  е средният диаметър на конусния отвор,

$b$  – ширината на конусния отвор.

Ширината на конусният отвор зависи от височината на повдигане на клапана -  $h$  и работната фаска на клапана – ъгъл  $\theta$ :

$$b = h \cdot \cos \theta \quad /7/$$

За конусните клапани в буталните двигатели:

$$d_k = 0,4 D, \quad h = 0,2 d_k, \quad \theta = 45^\circ \quad /8/$$

След заместване на /8/ и /7/ в /6/, за максималното проходно сечение на конусния клапан се получава:

$$f_k = 0,07 D^2 \quad /9/$$

При правоъгълни отвори на цилиндровата глава и всмукателният отвор на роторния клапан, с дължина  $D/2$  и ширина  $D/3$ , максималното проходно сечение на роторния клапан е:

$$f_p = 0,17 D^2 \quad /10/$$

Вижда се, от /9/ и /10/, че сечението  $f_p$  е повече от два пъти по-голямо от това на конусния -  $f_k$ .

Хидравличното съпротивление на клапана обуславя съответна загуба на налягане при процесите всмукване и изпускане. Загубата на налягане при всмукване се изразява с формулата:

$$(p_o - p_a) = k / f^2 \quad /11/,$$

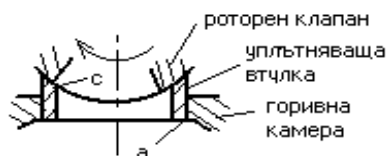
където  $p_o$  е налягането в началото на всмукване,

$p_a$  - налягането в цилиндъра в края на всмукването,

$k$  – коефициент на пропорционалност,

$f$  – проходно сечение на отвора на клапана.

След пресмятане по формула /11/, за опитния двигател с диаметър на цилиндъра  $D = 60$  mm, при конусен клапан се получава загуба на налягане 0,015 МРа, а при роторен клапан – 0,003 МРа. Коефициентът на пълнене, изчислен по известна формула [3], се получава съответно 0,73 и 0,82. Следователно коефициентът на пълнене на двигателя с роторен клапан, при така приетите размери, е с около 12% по-голям от този на конусния клапан.



Фиг.2. Уплътняваща втулка на роторния клапан

На фиг.2 е показано принципно решение на уплътнение на роторния клапан към цилиндровата глава с уплътняваща втулка. С неголеми различия такава втулка съществува в различни патенти. Към роторния клапан уплътнението става по неговата цилиндрична или сферична повърхност "с". Спрямо цилиндровата глава уплътнението е по цилиндрична повърхност "а". В нея втулката се премества осево незначително, в границите на износване на уплътнителната повърхност "с". Газовете под налягане в цилиндъра на двигателя спомагат уплътняващата втулка да се притиска към въртящия се роторен клапан. За подобряване на уплътнението по повърхност "а", както и по повърхността "с" се предлагат лабиринтни канали, пружинни сегменти, маслени прегради и др. Осевото преместване на втулката по по-



Фиг.3. Диафрагмен уплътнителен пръстен на роторен клапан.

върхността "а" позволява следене на ротора, но същевременно не гарантира пропуски на газове.

На фиг.3 е показано предлаганото тук конструктивно решение - уплътнение с диафрагмен пръстен. Същият е закрепен плътно с периферията си към цилиндровата глава, с което се елиминира подвижната уплътнителна повърхност "а". С пружинната си сила и под действие на налягането на газовете в цилиндъра на двигателя, диафрагменият пръстен се притиска по вътрешния си отвор към сферична въртяща се повърхност на роторния клапан. Диафрагменият пръстен трябва да е устойчив на висока температура, в условията на циклично натоварване, при незначителна амплитуда на деформация в границите на уплътнението. Контактращата с ротора повърхност на диафрагмения пръстен трябва да е от метал с нисък коефициент на триене и да се смазва.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

В представената работа е определен диаметърът на роторния клапан, равен на диаметъра на цилиндъра на двигателя. Коефициентът на пълнене на двигателя с този клапан, при приетите размерни съотношения, е с повече от 12% по-голям от този с конвенционален конусен клапан. Предложено е конструктивно решение на уплътнение на сферичен роторен клапан, посредством диафрагмен пръстен.

### **ЛИТЕРАТУРА**

- [1] [www.Rotory](http://www.Rotory) valve Internal combustion engines. Cross Rotary Valve.
- [2] Rotary valve mechanism for internal combustion engine. US Patent 4821694.
- [3] ЛилевЦ., А.Йотов, Л.Илиев и др. Автотракторни двигатели. Земиздат. София. 1985.

### **За контакти:**

Доц. д-р Димитър Иринчев, Аграрен университет-Пловдив, e-mail: D\_Irinchev@au-plovdiv.bg

**Докладът е рецензиран.**