

## Автоматизирано проектиране на гърбични профили за разпределителни валове на двигатели

Сергей Белчев

*Automated designing of cam profiles for camshafts of engines: In this article, methods have been presented as well as a computer aided method for designing cam profiles for camshafts of internal combustion engines. A detailed analysis is carried out of the existing constructive schemes of valvetrain of engines. There have been chosen the most common of them and are referred to theoretical models. Mathematical formulas describing the profiles have been algorithmized and on the same basis a calculating programme has been created.*

**Key words:** camshaft design, cam profile

### ВЪВЕДЕНИЕ

Управлението на клапаните в двигателите с вътрешно горене се осъществява чрез гърбиците на разпределителния вал. Профилирането на гърбиците се основава на зададения желан закон за движение на клапаните и вида на повдигача. За да се генерират координатите на гърбичния профил се извършват сложни изчисления. Доста често закона за движение на клапаните не може да бъде зададен аналитично. Това предполага използването на числени методи. Съвременните методи за проектиране са немислими без компютърно подпомагане. Това са предпоставките определили целта на изложената работа: да се създаде програмна система за автоматизиране на кинематичния анализ и синтез на гърбични двойки.

### ОСНОВНИ ЗАДАЧИ

Главната цел при кинематичните изследвания на гърбичните механизми се заключава в определяне на връзката между координатите задаващи профила на гърбицата и закона за движение на изпълнителното звено.

При проектиране на газоразпределението, закона за движение на клапаните се определя по газодинамични, динамични и якостни съображения. От наложените конструктивни изисквания се определя вида на повдигача. От така зададения вид на повдигача и закона му за движение трябва да се определи профила на гърбицата чрез неговите координати.

В други случаи е необходимо да се ползват готови гърбични профили (по технологични и икономически съображения), по чиито координати да се определи закона за движение на даден повдигач. Това определя решаването на две задачи, условно определени като *права* и *обратна*.

**Права задача** (кинематичен синтез): по зададен закон на изпълнителното звено се определят координатите на профила на гърбицата.

**Обратна задача** (кинематичен анализ): по зададени координати на профила на гърбицата се описва закона за движение на повдигача.

### ИЗБОР НА ТИПОВЕ МЕХАНИЗМИ

След конструктивен анализ на многобройните варианти за задвижване на клапаните с механизми, в които участват различни по вид повдигачи, бяха избрани четири типа, до които се свеждат в общи линии всички конструкции:

- а) гърбичен механизъм с плосък повдигач – фиг.1
- б) гърбичен механизъм с централно разположен ролков повдигач – фиг.2
- в) гърбичен механизъм с плоска кобилица като повдигач – фиг.3
- г) гърбичен механизъм с ролкова кобилица като повдигач – фиг.4

Посочените четири типа механизми са обект на изчислителната методика, която е основа на програмната система за автоматизирано проектиране. С помощта на

тези основни типове и техните комбинации могат да се опишат и изследват голяма част от съществуващите газоразпределителни механизми (ГРМ).

Най-широко разпространен в газоразпределителни механизми е **гърбичния механизъм с плосък повдигач**. Кинематичната му схема е показана на фиг.1, където са означени ъглите, координатните системи и основните кинематични параметри. Изхождайки от теоретичната постановка, че скоростта на преместване на точката на контакта по гърбицата е пропорционална на радиуса на кривина на гърбицата в същата точка, може да се определят аналитичните зависимости за решаване на поставените задачи.

При решаване на правата задача е възможно по зададения в числен вид закон за движение на повдигача във функция от ъгъла на завъртане на гърбицата да се определят координатите на профила на гърбицата. Те могат да бъдат представени, както в декартова, така и в полярна координатна система. Пример за това представяне са следващите формули:

$$\begin{aligned} \Psi &= \varphi + \arctg(S'/S) \\ r^2 &= S^2 + S'^2 \quad S=f(\varphi), S'=f'(\varphi) \end{aligned} \quad (1)$$

За декартовите координати може да се напише:

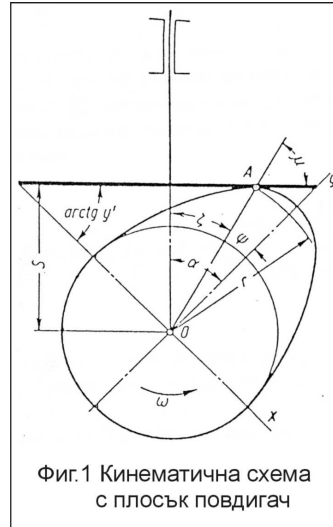
$$\begin{aligned} x &= r \cdot \cos(\psi) \\ y &= r \cdot \sin(\psi) \end{aligned} \quad (2)$$

Вижда се, че са необходими производните на пътя на повдигача спрямо ъгъла на завъртане. Тъй като закона е зададен в числен вид, тук прилагаме методика за числено диференциране с предварително и последващо изглаждане. Това се налага понеже численото диференциране е неустойчив процес и води до големи грешки при неправилен подход. Предварителното изглаждане залегнало в приложения подход не внася изменения в зададения закон, ако той е получен чрез пресмятания и данните са с достатъчна точност (минимум пет значещи цифри). При използване на данни за движението на повдигача, получени по експериментален път (чрез измерване), предварителното изглаждане е абсолютно необходимо за да се отстранят грешките при измерването. Без него получаваните след численото диференциране резултати са неизползваеми.

Получаваните по формули (1) резултати не дават прегледен вид на закона  $r=f(\Psi)$ , тъй като получените стойности на  $\Psi$  не се редуват равномерно. За постигане на общоприетия вид на закона за изменение на радиус-вектора на гърбицата във функция от равномерно изменящ се ъгъл прилагаме сплайн интерполация за определяне на необходимите междинни стойности [4].

Подходящите методи за числено диференциране, изглаждане и интерполиране бяха избрани след много експерименти с различни методики до достигане на необходимата точност. Посочения подход бе приложен при създаването на изчислителните методики за всички видове изпълнителни звена в гърбичните механизми, които разглеждаме.

При синтеза на механизма се проверява и условието за изпълнимост на профила. Вдлъбнатост на теоретичния профил, която може да се появи в зоната на отрицателните ускорения е недопустима при плосък повдигач. От условието за изпъкналост  $r_0 + s + s'' > 0$  следва, че при достатъчно голям радиус на началната окръжност на гърбицата може да се построи изпълним профил.



Фиг.1 Кинематична схема с плосък повдигач

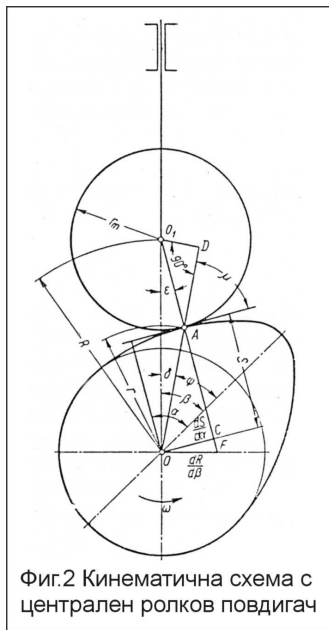
Решаването на обратната задача изисква задаването на профила в полярни или декартови координати. Основните математически зависимости за хода на повдигача включват полярните координати, затова при задаване на декартови се правят необходимите преобразувания. В използваните формули също участват производни, така че тук също е валиден посочения при правата задача подход.

**Гърбицния механизъм с централен ролков повдигач** не се използва често при ГРМ на автотракторни двигатели поради голямата си маса, но се прилага при горивонагнетателните помпи и големите бавноходни двигатели. Кинематичната схема е показана на фиг.2. За определяне на връзката между координатите на профила и движението на ролковия повдигач заменяме ролковия повдигач с такъв завършващ с острие, който работи по централния профил на гърбицата. Центровия профил, еквилистен на действителния е на разстояние от него равно на  $r_m$ . Очевидно е, че центровия профил на гърбицата изцяло се определя от нейния действителен и радиуса  $r_m$  на ролката на повдигача. В този механизъм е по-удобно положението на повдигача да се задава с координати радиус-вектора  $R$  и ъгъл  $\beta$ . Този ъгъл се изменя в координатна система твърдо свързана с гърбицата и съпада с ъгъла на завъртането  $\gamma$ .

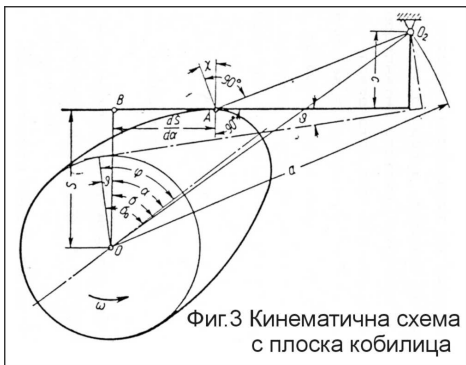
По известни [2],[3] математически зависимости може да се състави алгоритъма за решаването на правата и обратна задача за този механизъм. В тях също участват производни, така че и тук прилагаме посочения по горе подход.

При синтеза на механизма е възможно да се получат теоретични профили на гърбици, които са практически неосъществими. В зоната на положителните ускорения на повдигача може да се получи вдлъбване на профила, а в зоната на отрицателните ускорения – заостряне и пресичане на върха на гърбицата. С подходящо увеличаване на радиуса на началната окръжност на гърбицата и намаляване на радиуса на ролката на повдигача може при произволен негов закон да се постигне практическа изпълнимост на профила.

**Гърбицния механизъм с плоска кобилица**, показан на фиг.3, се среща в реалните ГРМ само като елемент влизащ в комбинация с други механизми. В тези механизми, при кинематичния анализ и синтез за свързващо звено се ползва закона за люлеене на кобилицата във функцията от ъгъла на въртене на гърбицата  $\theta=f(\varphi)$ . Намирането на математическите връзки описващи този закон става при решаването на следната задача: по известен закон за движение на кобилицата в координатна система, въртяща се заедно с гърбицата да се намери нейното движение в неподвижна координатна система.



Фиг.2 Кинематична схема с централен ролков повдигач



Фиг.3 Кинематична схема с плоска кобилица

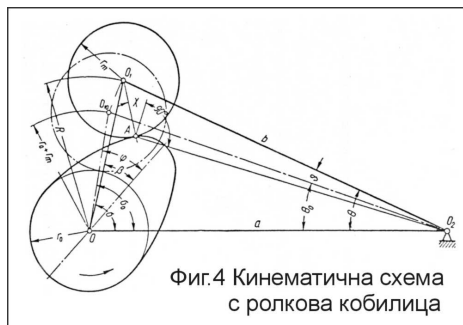
За постигане на универсалност на методиките за пресмятане в този механизъм са въведени параметри на положението: разстояние между центровете на въртене на гърбицата и кобилицата –  $a$  и разстоянието от оста на люлеене на кобилицата до плоската повърхост на контакта –  $c$ . От тези разстояния и от радиуса на началната окръжност зависи практическата изпълнимост на механизма при произволен закон.

Друга отличителна черта на този механизъм е, че закона за движение на кобилицата е различен при въртене на гърбицата в двете различни посоки. От това следва, че профила на гърбицата е несиметричен при симетричен закон за движение на кобилицата и обратното.

**Гърбичен механизъм с ролкова кобилица**, показан на фиг.4 е геометричния еквивалент на широко разпространените в ГРМ кобилицы, с цилиндрична форма на контактната повърхност, работещи непосредствено с гърбиците на разпределителния вал.

Кинематичното изследване на този механизъм се прави изхождайки от факта, че в координатната система твърдо свързана с гърбицата, траекторията на центъра на ролката представлява от само себе си центрови профил на гърбицата. Задачата, както и в предния случай, се решава с установяване на зависимостта между полярните координати  $R$  и  $\beta$  на центровия профил и закона за движение на водимото звено на механизма.

В този механизъм конструктивни параметри са: разстоянието между центровете на въртене на кобилицата и гърбицата –  $a$ , дължината на кобилицата –  $b$ , радиус на ролката –  $r_m$  и радиус на началната окръжност –  $r_0$ . Комбинацията на тези параметри определя съществуемостта на механизма. Изисква се радиус-векторите на точките от профила на гърбицата да са по-малки от междуцентровото разстояние, т.е. да е изпълнено неравенството  $R < a$ . Като условие за изпъкналост на гърбицата, както и в по-напред разгледаните случаи е радиуса на кривина на профила на гърбицата във всички нейни точки да е положителен.



Фиг.4 Кинематична схема с ролкова кобилица

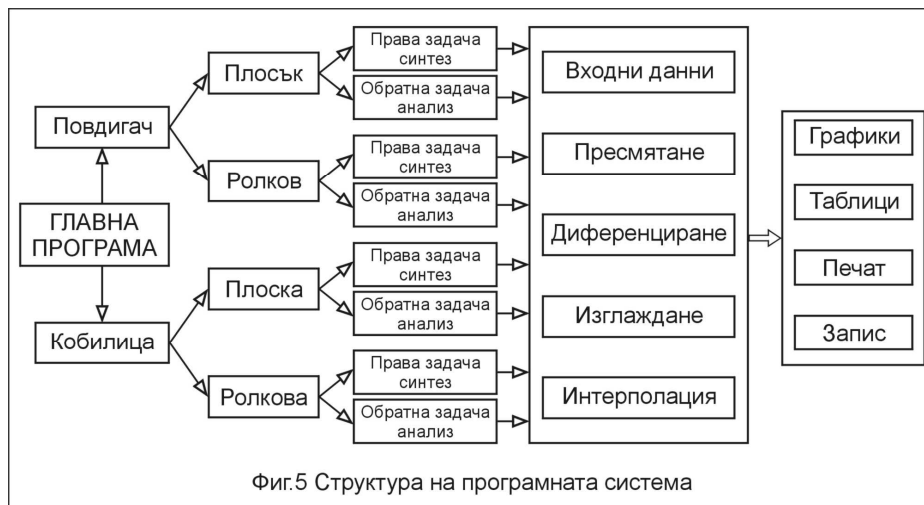
## КОМПЮТЪРНА ПРОГРАМНА СИСТЕМА

Проектирането на гърбичните профили за разпределителни валове е свързано с много моменти, при които има избор на вида на следващите стъпки в пресмятанятия. Това предопределя сравнително сложна логика и обемност на програмната реализация на гореизложената изчислителна методика. При създаването на програмната система бяха спазени следните основни принципи:

- модулност – всички логически обособени части на методиката са оформени като напълно самостоятелни програмни единици;
- самостоятелност: на програмните единици – всеки един от програмните модули може да работи самостоятелно извън системата, без да са работили останалите единици; на изходните резултати – всички изходни резултати могат да се запишат в отделни текстови файлове;
- свързаност – всички модули са свързани с единна структура и логика и има точно определен формат на текстовите файлове, които се обменят;
- диалогов режим – необходим за избор на следващи стъпки в пресмятанятия.

На фиг.5 е показана структурата на програмната система. При написването на програмите бе ползван алгоритмичен език Qbasic. За онагледяване на получените резултати системата генерира графики на получените профили на гърбици при правата задача и графики на законите за движение при обратната задача.

За оценка на точността бе направено експериментално тестване чрез двукратно прилагане на програмната система. Бе прецизно измерено повдигането на плосък опипвач на готов гърбичен профил. Получените данни бяха използвани за вход при решаване на правата задача, а с нейните резултати бе решена и обратната задача.



Фиг.5 Структура на програмната система

При сравняване на двата закона за движение, сумарната максимална грешка е 0.5% от максималния ход, а средната абсолютна грешка е 0.018mm. При това тя е само положителна, което е резултат по-скоро на систематична грешка при измерването отколкото при прилагането на програмната система.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Методиките за пресмятане на профила на гърбицата и закона за движение се алгоритмизират лесно, без допълнителни сложни математически преобразувания, допускания и опростявания, което повишава точността при използването им.

За постигане на максималната възможна точност се наложи ползването на някои числени операции: диференциране, изглаждане и сплайн интерполация с порядък на грешката от пета степен спрямо стъпката.

Получената точност и универсалност на програмата позволява нейното практическо използване при проектиране на гърбични механизми.

## ЛИТЕРАТУРА

[1] Бронштейн, И., К.Семендяев, Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов.,М., Наука, 1986.

[2] Константинов, М., И.Неделчев, Теория на машините и механизмите., С., Техника,1987.

[3] Писарев, А., Ц.Парасков, С.Бъчваров, Курс по теоретична механика-IIчаст, С., Техника, 1986.

[4] Zuck, D., Nockenwellen-entwklung mit Spline-interpolacionen., MTZ, 54, N°12,1993.

## За контакти:

д-р инж. Сергей Белчев, катедра "Транспортна техника и технологии", Технически университет Варна, тел.: 052/ 753 987, e-mail: diesel\_service@abv.bg.

**Докладът е рецензиран.**