

**Уточненная методика расчета удельного мощностного параметра  $Z$  двигателя Стирлинга гамма - модификации**  
Орунов Б.Б., Турсунбаев И.А., Носиров М.И.

Возобновляемые источники энергии и гелиоматериаловедение, их прикладные аспекты:  
Физико-технический институт НПО "Физика-Солнце", Академии наук Республики Узбекистан, тел:  
(99871)235-76-17, E-mail: orunov@uzsci.net

Рабочие циклы в машинах Стирлинга, в основном, рассматривают через изотермические и адиабатные процессы сжатия и расширения. Впервые изотермическую модель расчета предложил Шмидт, она описана в работе Киркли [1].

Наиболее простой изотермической моделью, по которой можно рассчитать отдельные конструктивные параметры для различных модификаций двигателей Стирлинга, является модель Киркли [1,2].

Функция давления и работа за цикл в этой расчётной методике имеют следующий вид:

$$P = P_{\max} \frac{1 - \xi}{1 + \xi \cos(\omega t - \theta)}, \quad (1)$$

$$L_{\Pi} = \pi(1 - \tau)P_{\max} V_1 \frac{\sqrt{1 - \xi}}{\sqrt{1 + \xi}} \cdot \frac{\xi}{1 + \sqrt{1 - \xi^2}} \sin \theta, \quad (2)$$

где  $P_{\max}$  – максимальное давление в цикле,

$V_1$  - объём описываемый вытеснителем.

Константы  $\xi$  и  $\theta$  входящие в уравнения 1,2 для гамма - модификации двигателя определяются следующими формулами:

$$\xi = \frac{\sqrt{k^2 + (\tau - 1)^2 + 2k(\tau - 1)\cos\varphi}}{\tau + 1 + k + \frac{4x\tau}{1 + \tau}}, \quad (3)$$

$$\sin \theta = \frac{k \sin \varphi}{\sqrt{k^2 + (\tau - 1)^2 + 2k(\tau - 1)\cos\varphi}}, \quad (4)$$

где  $\varphi$  - сдвиг фаз между движением поршней;

$k = V_2/V_1$  - отношение объёмов, описываемых рабочим поршнем и вытеснителем;

$\tau = T_x/T_\Gamma$  - отношение температур холодной и горячей полостей;

$x = V_M/V_1$  - суммарный относительный мёртвый объём.

Критерием оптимизации в этой методике принят безразмерный параметр мощности

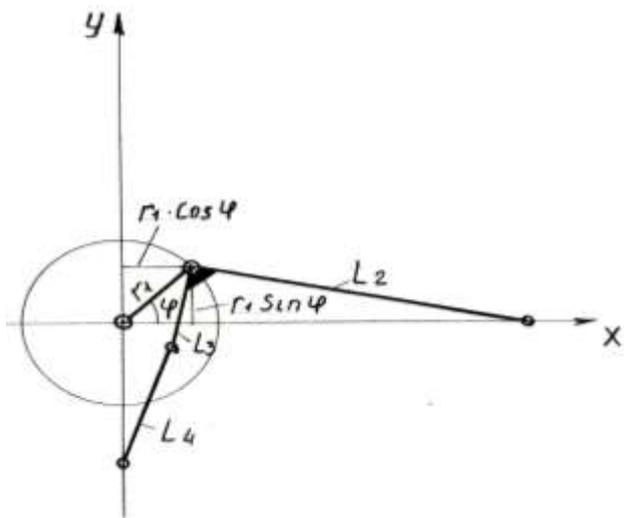
$$Z = \frac{L_{\Pi}}{P_{\max} V_{\Pi}}; \quad (5)$$

где  $V_{\Pi}$  – полный объём двигателя.

Расчёты по этой методике позволяют определять величину удельной мощности приходящейся на единицу давления и объёма, а также по величине заданных температур по

холодной и горячей зоне, максимального давления, мощности и частоты циклов можно определить оптимальные значения параметров  $k$ ,  $\varphi$  и объема  $V_1$ .

Для повышения точности определения мощности и удельного мощностного параметра  $Z$  для двигателя Стирлинга гамма – модификации, откажемся от предположения, что движение поршней чисто синусоидальное и рассмотрим кинематику его реального привода. Двигатель имеет V – образную компоновку. Вытеснительный поршень соединен с кривошипом вала через шатун, имеющий серьгу к которому присоединяется шатун рабочего поршня. На рис. 1 приведена кинематическая схема двигателя Стирлинга гамма – модификации.



**Рис. 1.** Кинематическая схема привода ДС гамма модификации.

Элементы привода:

$R_1$  – радиус кривошипа;  $L_2$  – длина шатуна;  $L_3$  – длина серьги;  $L_4$  – длина второго шатуна;  $\alpha$  –  $\cos$  угла между первым шатуном и серьгой;  $\beta$  –  $\sin$  угла между первым шатуном и серьгой.

В нашем случае угол между первым шатуном и серьгой равен 90 град. и  $\alpha = 0$ , а  $\beta = 1$ .  $Y_0$  – смещение по оси  $Y$  прямой штока

относительно оси вала, в нашем случае смещение равно 0.

Напишем зависимости между параметрами привода для определения положения поршней по осям  $X$  и  $Y$  в зависимости от угла поворота вала.

$$S_1 = \sin \varphi, \quad C_1 = \cos \varphi, \quad S_2 = \frac{S_1 R_1 - Y_0}{L_2}, \quad C_2 = -\sqrt{1 - S_2^2}, \quad S_3 = \alpha S_2 + \beta C_2, \quad C_3 = \alpha C_2 - \beta S_2,$$

$$S_4 = \sqrt{1 - C_4^2}, \quad C_4 = \frac{C_1 R_1 + C_3 L_3}{L_4}, \quad X = C_1 R_1 - C_2 L_2, \quad Y = S_1 R_1 + S_3 L_3 - S_4 L_4.$$

Использование функций  $X$  и  $Y$  для определения текущих значений объемов горячей и холодной полостей двигателя повысит точность определения мощности и начальных конструктивных параметров двигателя гамма модификации.

### Литература

1. Kirkley D.W. Determination of the optimum configuration for a Stirling engine. J. Mechan. Engineering Science, 1962, v. 4, pp203-212.
2. Kirkley D.W. (1965). A thermodynamic analysis of the Stirling cycle and a comparison with experiment. S. A. E. Paper No. 949B, Int. Auto. Eng. Congress, Detroit, Michigan, Jan.