

Литература. 1. Гуськов в.в. и др. Тракторы, часть 3, конструирование и расчет: учебное пособие для втузов. -мн.: вышешшая школа, 1981. -383с. 2. Попов в.б. аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей «вестник гттуим. П.о.сухого» 2000г. 3. Попов в.б. аналитическое определение грузоподъемности подъемно- навесного устройства мобильного энергосредства. Машиностроение: сб. Научн. Трудов. Вып. 18. Под ред. И.п. филонова.- мн.: уп «техно-принт», 2002.- с. 466-472. 4. Метлюк н.ф., автушко в.п. динамика гидравлических и пневматических приводов автомобилей. – м.: машиностроение, 1980. – 231с., илл. 5. Озол о.г. теория механизмов и машин. Пер. С латыш./под ред.с.н. кожевникова.- м.: наука, главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 432 с. 6. Ст сзв 5391-85 тракторы сельскохозяйственные. Устройство навесное трехточечное заднее. Кинематические параметры и технические требования. 7. Соболев и.м., статников р.б. выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – м.: наука, 1981. – 110с.

УДК 621.01 : 621 .4

А.Ю. Пилатов, Э.И. Астахов

ПРОЕКТИРОВАНИЕ РОМБИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА

*Белорусский национальный технический университет
Минск, Беларусь*

В настоящее время значительно увеличивается интерес к двигателям Стирлинга. Этот двигатель, изобретенный в 1816г., переживает свое второе рождение, что объясняется рядом его особенностей, которые в современных условиях приобретают важное значение. Такие двигатели внешнего сгорания работают по регенеративному замкнутому термодинамическому циклу Стирлинга с любым внешним источником теплоты (твёрдое, газообразное и жидкое топливо, солнечная и электрическая энергия, отходы органики и др.). По многим параметрам двигателя Стирлинга уже достигли уровня современных дизелей, но по сравнению с ними имеют лучшие показатели по токсичности и уровню шума, более высокий КПД. Универсальность двигателя Стирлинга в отношении источника теплоты в сочетании с высоким КПД определяет широкое будущее этого двигателя [1-4].

Наличие в двигателе Стирлинга двух синхронно изменяющихся объёмов (горячего и холодного) требует применения механизмов, выполняющих одновременно функции синхронизатора движения поршней и силового преобразователя. Наибольшее распространение получили поршневые двигатели с кривошипно-ползунными механизмами, методика расчёта которых в настоящее время разработана с исчерпывающей полнотой. Другим по степени распространения является ромбический механизм, изобретённый Ф. Ланчестером в 1898 году специально для двигателя Стирлинга. Среди различных вариантов схем ромбических механизмов наиболее простым и более распространённым является симметричный ромбический механизм, схема которого показана на рис. 1,а.

Для схемы на рисунке 1,а введены такие условные обозначения: п-для для деталей и звеньев механизма рабочего поршня 3п, в - для вытеснительного поршня 3в. Ромбический механизм состоит из двух вращающихся в противоположных направлениях

кривошипов 1 коленвалов, соединенных синхронизирующими шестернями 5. Направление вращения коленчатых валов обеспечивает опережающее движения вытеснительного поршня 3в. Штоки 4п и 4в рабочего 3п и вытеснительного 3в поршней соединены шарнирно с соответствующими шатунами 2п и 2в, которые в свою очередь шарнирно соединены с кривошипами 1.

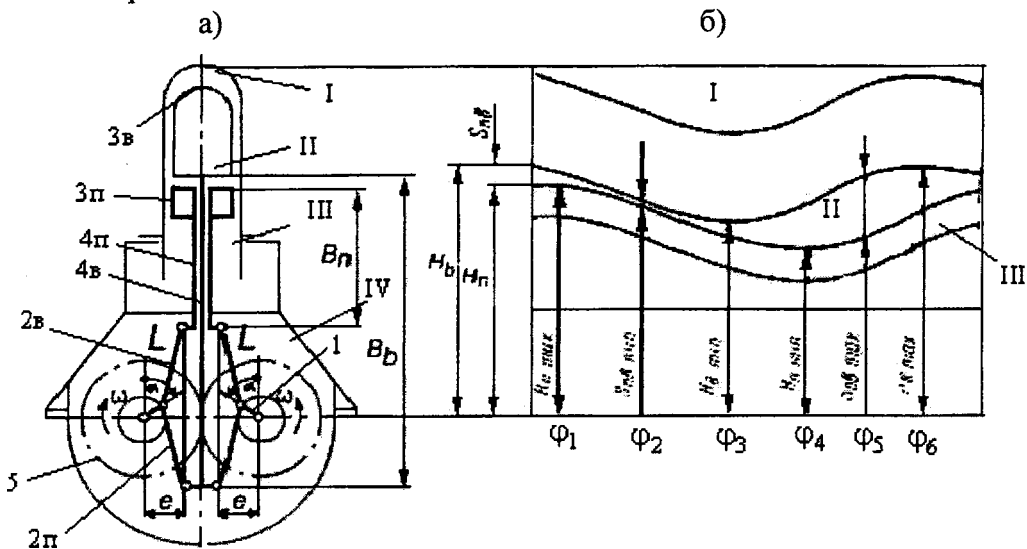


Рис. 1. Ромбический симметричный механизм:

а - схема и основные кинематические параметры, б - графики положения поршней.

Над вытеснительным поршнем находится горячая полость I, над рабочем поршнем – холодная полость II, под рабочем поршнем – буферная полость III и ниже - полость картера двигателя. Двигатель на рис.1а, является двигателем вытеснительного типа где поршни выполняют следующие функции:

- 1) рабочий поршень 3п несёт силовую нагрузку и своим положением определяет суммарный объём V рабочих полостей: $V = V_I + V_{II}$;
- 2) вытеснительный поршень 3в воспринимает тепловую нагрузку и своим положением определяет распределение объёма цилиндра между холодной и горячей полостями.

Ромбический механизм на рис.1а симметричен относительно оси цилиндра и представляет совокупность четырёх кинематически связанных дезаксиальных кривошипно-ползунных механизмов со следующими размерами: радиус кривошипа R , длина шатуна L и дезаксиал e . Преимуществом ромбического механизма является то что поперечные к оси цилиндра силы двух симметричных кривошипно-ползунных механизмов взаимно противоположны и не нагружают цилиндропоршневую группу двигателя, а также почти полная статическая и динамическая уравновешенность механизма, что резко улучшает виброакустические характеристики механизма и двигателя.

Первым этапом проектирования схемы механизма является определение её размеров и геометрических параметров по заданным рабочим условиям. Наиболее простым и распространенным условием синтеза механизмов двигателей является обеспечение заданного хода S поршня. Решение такой задачи с использованием безразмерных коэффициентов $\lambda = L/R$ и $k = e/R$ для дезаксиальных кривошипно ползунных механизмов достаточно подробно изложено в учебной литературе по курсу «Теория механизмов и машин», в частности в учебнике [6]. Другой вариант синтеза средней по скорости V_{cp} поршня для двигателя Стирлинга приведён в работе [5]. Однако следует отметить что такие упрощённый методики синтеза механизма мало применимы к реальной схеме ромбического механизма двигателя Стирлинга, где имеются два поршня (рабочий и

вытеснительный) со своими законами перемещений и скоростей. В работе [2] приведена конкретная методика синтеза симметричного ромбического механизма по заданному рабочему объёму V_h двигателя и диаметру D цилиндра – поршня при выбранных параметрах φ (фазовый угол между максимумами объёмов горячей и холодной полостей I и II) и w (отношение максимальных объёмов холодной и горячей полостей I и II). В данной работе предлагается вариант методики синтеза ромбического симметричного механизма по D -диаметру цилиндра, β_e -числу Била, p_{cp} -среднее давление в цикле, а также по основным параметрам ромбического механизма: $\lambda = L/R$ (относительной длине шатуна) и относительному дезаксиалу $k = e/R$, которые можно определить по методике, изложенной в работе [2], исходя из отношения максимальных объёмов холодной и горячей полостей w и фазового угла между максимумами объёмов горячей и холодной полостей $\varphi = \pi/2 + \arcsin\left(\frac{k\lambda}{1+\lambda}\right)$.

Итак линейный аналог скорости рабочего поршня

$$U_{p,1} = -\frac{\partial x_p}{\partial \varphi_1} \Rightarrow \partial x_p = -U_{p,1} \cdot \partial \varphi_1 \Rightarrow x_p^{\max} = -\int_0^{2\pi} U_{p,1} \partial \varphi_1 \quad (1)$$

где x_p^{\max} - максимальная линейная координата штока рабочего поршня (его ход).

Знак минус показывает, что с увеличением угловой координаты, уменьшается линейная

$$U_{p,1} = \left(\frac{\partial(R \cos \varphi_1 + L \cos \varphi_2)}{\partial \varphi_1} \right) = -(-R \sin \varphi_1 + L \cos \varphi_2).$$

Поэтому интеграл (1) запишется в виде

$$x_p^{\max} = -\int_0^{2\pi} (-R \sin \varphi_1 + L \cos \varphi_2) \partial \varphi_1, \quad (2)$$

$$\text{где } \cos \varphi_2 = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\cos \varphi_1}{\lambda},$$

ω_2 -угловая скорость шатуна.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = U_{1,2} = \frac{\partial \varphi_1}{\partial \varphi_2} = -\frac{\frac{1}{\lambda} \partial \varphi_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda \cdot k} - \frac{1}{\lambda} \sin \varphi_1 \right)^2}}. \quad (3)$$

Теперь с учетом (3) интеграл (2) запишется как

$$x_p^{\max} = \int_0^{2\pi} \left(R \sin \varphi_1 + \frac{L \cdot \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda \cdot k} - \frac{1}{\lambda} \sin \varphi_1 \right)^2}} \right) \partial \varphi_1 =$$

$$4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} R \sin \varphi_1 \partial \varphi_1 + 4 \cdot \int_0^{\frac{\pi}{2}} L \cdot \frac{\partial(\sin \varphi_1)}{\sqrt{1 - \left(\frac{1}{\lambda \cdot k} - \frac{1}{\lambda} \sin \varphi_1 \right)^2}} =$$

$$= 4 \cdot R + 4 \cdot L \left[\frac{1}{\sqrt{\lambda^2}} \cdot \arcsin \frac{\frac{1}{\lambda^2} \sin \varphi_1 - \frac{2}{\lambda^2 \cdot k}}{\sqrt{\frac{4}{\lambda^4 \cdot k^2} + 4 \cdot \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right) \cdot \frac{1}{\lambda^2}}} \right]_0^{\frac{\pi}{2}} = 4 \cdot R -$$

$$- 4 \cdot L \lambda \left(\arcsin \frac{1 - \frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} + \arcsin \frac{\frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} \right)$$

Запишем формулу Била для объема, вытесняемого рабочим поршнем

$$V = \frac{P_e}{\beta_e \cdot n \cdot p_{cp}}, \text{ тогда } x_p^{\max} = h = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot D^2 \cdot n \cdot p_{cp}}$$

Радиус кривошипа R

$$R = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot D^2 \cdot \beta_e \cdot p_{cp} \cdot n \left(1 - \lambda^2 \left(\arcsin \frac{1 - \frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} \right) + \arcsin \frac{\frac{1}{k}}{\sqrt{\frac{1}{k^2} + \left(1 - \frac{1}{\lambda^2 \cdot k^2}\right)}} \right)}$$

где $\beta_e = 0.034 - 0.052 \frac{T_x}{T_H}$ -обычно определяется по этой эмпирической формуле

Литература. 1. Двигатели Стирлинга / Пер. англ. Под ред. В.В.М. Бродянского.- М. : Мир, 1975.- 387с/ 2. Двигатели Стирлинга / под ред. М.Г. Круглово.- М. : Машиностроение, 1977.- 150с. 3. Уокер Г. Машины, работающие по циклу Стирлинга/Пер. С англ. :-М.: Энергия, 1978.- 152с 4. Уокер Г. Двигатели Стирлинга /Сокр. Пер. С англ. Б.В. Сотугина и Н.В. Сотугина.-М.:Машиностроения, 1985. - 408с. 5.Тимофеев Г.А. Проектирование и исследование механизмов автомобиля технической помощи с двигателем Стирлинга. //Сборник заданий для курсового проектирования по курсу «Теория механизмов и машин».- 1986. - Вып.9.-с.33-36.6. Теория механизмов и машин/ Под ред. К.В. Фролова.-:Высш.шк.,1987.-496с.