

УДК 621.664:621.833

Н. Г. Янкевич, Д. Г. Хорошавин, А. М. Сахацкий

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОБЪЕМНЫХ ГИДРОМАШИН ГЕРОТОРНОГО ТИПА

*ГНУ ИМИНМАШ НАН Беларуси
Минск, Беларусь*

Отличительной особенностью героторного насоса является отсутствие разделительного элемента между шестернями, а разделение полости нагнетания от полости всасывания достигается за счет специального профиля зубьев. Зубья внешнего ротора имеют профиль, составленный из дуг окружностей, а профиль зубьев внутреннего ротора является эквидистантой эпициклоиды, т.е. в насосе используется внецентроидное эпициклоидальное зацепление, позволяющее обеспечить его нормальную работу при разности внешнего и внутреннего роторов в один зуб [1].

Вращающийся вместе с валом насоса ротор приводит во вращение обойму. При этом по одну сторону плоскости, проведенной через оси вращения, происходит всасывание, а по другую – нагнетание рабочей жидкости.

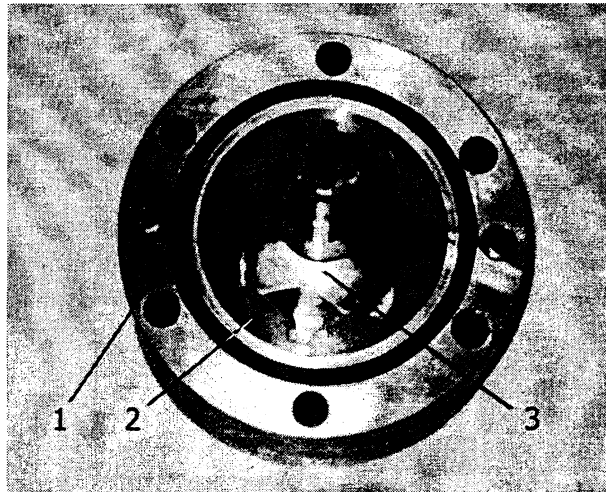


Рис. 1. Насос героторного типа (раб. объем – 22 см³):
1 – корпус; 2 – обойма; 3 – ротор.

Качающий узел (КУ) героторного насоса характеризуется большим числом геометрических, кинематических и силовых параметров, которые определяют расходные и энергетические показатели гидронасоса в целом. При проектировании насосов необходимо обеспечить максимальную подачу при минимальных габаритных размерах, а также минимизировать неравномерность подачи и пульсацию давления рабочей жидкости.

Для создания гидромашин на высоком техническом уровне необходимо уже на стадии проектирования располагать математической моделью, достаточно полно отражающей ее характеристики и позволяющей производить предварительные расчетно-теоретические исследования и анализ экспериментальных данных.

В общем случае при проектировании насосов исходными параметрами являются подача Q , частота вращения приводного вала n и требуемые геометрические размеры.

Основной величиной, определяющей размер объемного насоса, является его рабочий объем q , определяемый по зависимости:

$$q = q_k z_2 \quad (1)$$

где z_2 – число зубьев ротора; q_k – рабочий объем камеры насоса.

Рабочий объем камеры насоса героторного типа в инженерных расчетах можно рассчитывать по формуле:

$$q_k = 4\pi e h (r - r_4) \frac{z_2 + 1}{z_2^2} \quad (2)$$

где e – эксцентриситет; h – ширина героторной пары; r – радиус цевочного колеса; r_4 – радиус ролика (рис 2).

Уравнение кривой, описывающей теоретический профиль ротора, определяется кинематикой зацепления и представляет собой эквидистанту укороченной эпициклоиды, уравнение которой получается качением без скольжения круга с центром B и радиусом вне основного круга с радиусом α и центром M (рис. 2) [2]. При этом точка C , отстоящая от B на расстоянии эксцентриситета e , описывает на плоскости XU эпитрохоиду.

Если принять точку M за начало координат и ось симметрии зуба совместить с осью абсцисс X , то можно получить уравнения для определения координат точки C эпитрохоиды.

$$x_{ci} = r \cos \alpha_i \pm e \cos(z_2 \pm 1) \alpha_i \quad (3)$$

$$y_{ci} = r \sin \alpha_i + e \sin(z_2 \pm 1) \alpha_i \quad (4)$$

где α_i – свободный параметр.

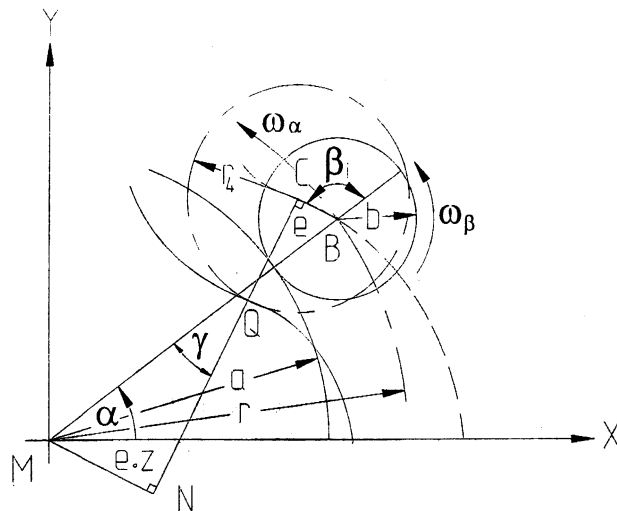


Рис. 2. Кинематический способ формообразования профиля зуба сателлита

Теоретический профиль ротора является эквидистантой к траектории точки C , т.е. расстояние между этими кривыми в любой точке равно радиусу ролика r_4 , а его координаты задаются формулами

$$x_i = x_{ci} \pm r_4 \cos(\gamma_i \pm \alpha_i) \quad (5)$$

$$y_i = y_{ci} - r_4 \sin(\gamma_i \pm \alpha_i) \quad (6)$$

где γ_i – угол передачи.

Анализируя кинематические и прочностные расчеты трохонидных передач, можно отметить, что радиус ролика r_4 может быть определен по зависимости:

$$r_4 = \frac{3r}{z_2 + 2} \sqrt{\frac{3z_2(1 - m^2)}{z_2 + 2}} \quad (7)$$

где m – параметр зацепления, называемый коэффициентом укорочения.

Геометрия качающего узла героторного насоса определяется следующими параметрами:

- радиусом цевочного колеса r ;
- эксцентриситетом e ;
- радиусом цевки r_4 ;
- числом зубьев ротора z_2 ($z_1 = z_2 + 1$ – число зубьев обоймы);

С учетом (1), (2), (7) и то, что $Q = qn$, можно записать:

$$r = \sqrt[3]{\frac{Qz_2}{2\pi mn \left(1 - \sqrt{\frac{27z_2(1 - m^2)}{(z_2 + 2)^3}}\right)}} \quad (8)$$

Эксцентриситет героторного насоса выбирается из интервала, который определяется следующим условием:

$$0 < e < \frac{r}{z_2 + 1} \quad (9)$$

Коэффициент укорочения определяется по зависимости: $m = \frac{e(z_2 + 1)}{r}$.

Рекомендуемые значения коэффициента укорочения находятся в интервале 0,5...0,9 [2].

Число зубьев ротора z_2 выбирается из условия обеспечения рационального соотношения «рабочий объем–неравномерность подачи». Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что в инженерных расчетах для определения числа зубьев ротора z_2 при фиксированных размерах качающего узла насоса может быть использован график, приведенный на рис. 3.

На основании исследований различных конструкций героторных гидромашин можно отметить, что в насосах общемашиностроительного назначения наиболее часто встречаются соотношения зубьев $z_2:z_1 = 6:7$ и $5:4$. В насосах системы смазки ДВС наиболее часто встречаются соотношения зубьев $z_2:z_1 = 10:11, 12:13, 14:15$, и это, прежде всего, связано с минимизацией неравномерности подачи гидронасоса. Отмеченный фактор также зависит от четности z_2 или z_1 . Анализ литературных данных показывает, что для нечетного z_2 и четного z_1 характерна высокая подача Q и низкая неравномерность. В случае четного z_2 и нечетного z_1 для получения оптимального соотношения «подача–неравномерность подачи» необходимо учитывать соотношения r_4/e и r/e , рациональные значения которых предложены в [3].

В результате, на основании приведенных зависимостей проводится расчет геометрических параметров качающего узла гидронасосов героторного типа.

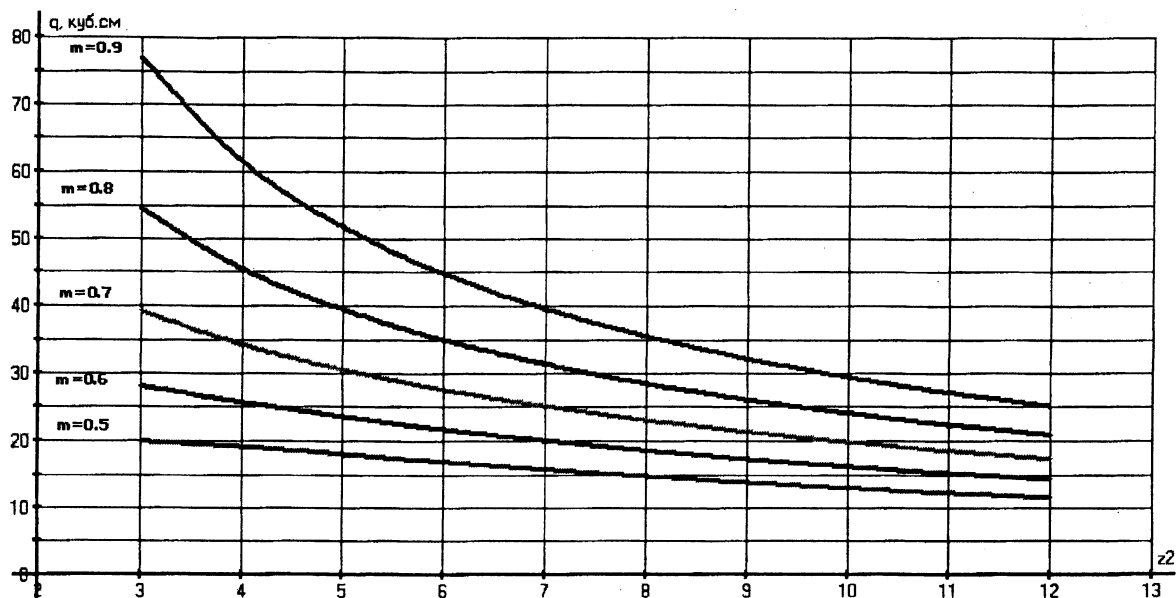


Рис. 3. График зависимости рабочего объема q героторного насоса от числа зубьев ротора z_2 при изменении коэффициента укорочения m .

ЛИТЕРАТУРА

1. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины. — М.: Машиностроение, 1972. — 152 с.: ил.;
2. Берестнев О.В., Янкевич Н.Г. Нагруженность элементов трохойдных передач// Вестник машиностроения. —1990.— №3.— с. 37–40.;
3. Mimmi G.C., Pennacchi P.E. Involute Gear Pumps Versus Lobe Pumps: A Comparison// Transactions of the ASME. — 1997. — Vol. 119. — s. 458–465.

УДК 621.831

Л.А. Борисенко, А.А. Горшкова

ОБОСНОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ВНУТРЕННЕГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С МАЛОЙ РАЗНОСТЬЮ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ КОЛЕС В ПЛАНЕТАРНЫХ РЕДУКТОРАХ ДЛЯ МЕХАТРОННЫХ УСТРОЙСТВ

*Белорусско-Российский университет
Могилев, Беларусь*

Важнейшая задача, стоящая перед промышленностью Республики Беларусь, — достижение мирового уровня развития техники и технологий. Разработка и изготовление промышленных роботов являются важными условиями ускорения научно-технического прогресса. Применение роботов обеспечивает значительное повышение производительности труда, снижение себестоимости выпускаемой продукции.

В роботах находят применение механизмы различных типов. Зубчатые механизмы представляют наиболее распространенный в технике вид механизмов. Они имеют ответственное назначение и к ним предъявляются высокие требования по точности и надежности. В приводных устройствах робота находят применение цилиндрические и конические рядовые зубчатые механизмы, червячные передачи, планетарные и дифференциальные механизмы с цилиндрическими и коническими колесами, волновые редукторы.