

УДК 621.833(088.8)

К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНОГО ГИДРОМОТОРА

Е. Н. Шевцов, канд. техн. наук, Барбарук Р.А., студент магистратуры

Одесский государственный аграрный университет

Получены зависимости, устанавливающие связь геометрических параметров вневентроидного циклоидального зацепления планетарно-роторного гидромотора с объемом рабочих камер и его рабочим объемом. Получена также зависимость для определения эксцентриситета зубчатой пары для требуемого рабочего объема гидромотора. Предложена методика определения основных геометрических параметров зацепления.

ВСТУПЛЕНИЕ

Планетарно-роторные (героторные) гидромоторы относятся к шестеренным машинам внутреннего зацепления, они находят все более широкое применение в различных отраслях промышленности и сельского хозяйства.

Планетарно-роторные гидромоторы отличаются от традиционных поршневых простотой конструкции, малыми габаритами, массой, низким коэффициентом неравномерности крутящего момента и высоким пусковым моментом.

Удельный рабочий объем планетарно-роторных гидромоторов, превышает аналогичный показатель для гидромоторов всех других типов.

Основным рабочим элементом планетарно-роторных гидромоторов, образующим рабочие камеры переменного объема, является зубчатая пара вневентроидного циклоидального зацепления с разностью зубьев зацепляющихся зубчатых колес равной единице.

В таком зацеплении профили зубьев одного из зубчатых колес очерчиваются эквидистантой трохоиды, а сопряженного дугой окружности.

Вопросы геометрии зацепления с гипо- и эпитрохоидными профилями зубьев рассматривались в целом ряде работ [1, 3, 4, 5 и др.] при этом в основу уравнений гипо- и эпитрохоид положены либо различные параметры, не являющиеся общими для обеих кривых, либо эти параметры не связаны непосредственно с геометрией зацепления.

Такой подход не приводит к общности расчетных зависимостей и затрудняет сравнительный анализ зацеплений с эпи- и гипотрохоидными профилями зубьев.

Гипо- и эпитрохоиды относятся к одному семейству циклических кривых. Обе кривые находят применение при профилировании зубьев, поэтому и рассматривать их целесообразно совместно.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Внецентроидное циклоидальное зацепление целесообразно характеризовать следующими геометрическими параметрами [6]: числом цилиндрических зубьев z ; эксцентриситетом зубчатой пары e ; радиусом цилиндрических зубьев r_c ; радиусом расположения центров цилиндрических зубьев $R_C = ez\xi$, где ξ – коэффициент внецентроидности зацепления. Эти параметры являются общими для зацеплений в основу профилей зубьев которых положены как эпи-так и гипотрохиоды.

От рационального выбора указанных параметров в значительной степени зависит величина объема рабочих камер и, следовательно, рабочего объема гидромотора, который наряду с рабочим давлением и КПД является основной его характеристикой.

Для нахождения объема рабочей камеры рассмотрим зацепление с исходным эпитрохонидным профилем.

Теоретический профиль одного из зубчатых колес в таком зацеплении очерчивается эпитрохонидой, а второго точками пересечения эпитрохониды с окружностью радиуса $R_C = ez\xi$.

В самом общем виде теоретический объем рабочей камеры

$$V_{\text{э}}(\tau) = S(\tau) h, \quad (1)$$

где $S(\tau)$ - площадь камеры; h - ширина зубчатой пары.

Пусть теоретический профиль внутреннего зубчатого колеса очерчен эпитрохонидой, уравнения которой в параметрической форме, выраженные через указанные геометрические параметры зацепления, имеют вид

$$\begin{aligned} x &= e(z\xi \cos \tau - \cos z\tau); \\ y &= e(z\xi \sin \tau - \sin z\tau). \end{aligned} \quad (2)$$

где τ – независимый параметр.

Схема к определению площади рабочей камеры, очерченной эпитрохонидой показана на рисунке 1.

Касание очерченного трохонидой теоретического профиля, с сопряженным профилем второго зубчатого колеса происходит в точках АС, которые, скользя по поверхности трохониды образуют изменяющийся объем рабочих камер. При этом, эффективная площадь камер определяется только профилями, очерченными трохонидой либо ее эквидистантой.

В зависимости от конструктивной схемы гидромашины, планетарное движение может совершать либо внутреннее, либо внешнее зубчатое колесо.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Пусть, для определенности, внутреннее зубчатое колесо с профилем очерченным эпитрохойдой неподвижно, а внешнее обкатывается по нему, совершая планетарное движение.

Тогда на основании рис.1 можно записать, что площадь одной камеры

$$S(\tau) = S_1 - S_2 + S_3(\tau) - S_4(\tau) , \quad (3)$$

где S_1 и S_2 - постоянные максимальная и минимальная площади криволинейного сектора $O_T ABC$ и треугольника $O_T AC$; $S_3(\tau)$ и $S_4(\tau)$ - текущие площади треугольника $O_T A' C'$ и криволинейного сектора $O_T A' B' C'$.

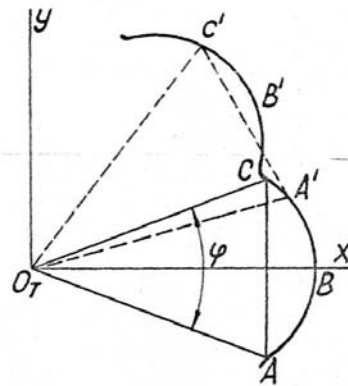


Рис. 1. Схема к определению площади рабочей камеры, очерченной эпитрохойдой.

Текущую площадь криволинейного сектора находим по формуле [2]

$$S_4(\tau) = \frac{1}{2} \int_{\tau}^{\tau+\varphi} (xy' - xy') d\tau , \quad (4)$$

где $\varphi = 2\pi / z$

Дифференцируя уравнения эпитрохойды (2), находим

$$x' = -ez\xi \sin \tau - ez \sin z\tau ; \quad (5)$$

$$y' = ez\xi \cos \tau + ez \cos z\tau .$$

Вычисляя подинтегральную функцию, получим

$$xy' - yx' = e^2 z \left[z\xi^2 + 1 + \xi(z+1)\cos z_T \tau \right] , \quad (6)$$

где $z_T = z - 1$ - число ветвей трохойд

После интегрирования, имеем

$$S_4(\tau) = \frac{1}{2} e^2 \left\{ z\xi^2 2\pi + 2\pi + z\xi \frac{1}{z_T} (z+1) \left[\sin z_T \left(\varphi + \frac{\pi}{z} \right) - \sin z_T \varphi \right] \right\}. \quad (7)$$

Исследуя равенство (7) на экстремум, находим, что максимальная площадь криволинейного сектора

$$S_1 = e^2 \left[z\xi^2 \pi + \pi + z\xi \frac{1}{z} (z+1) \sin \frac{\pi}{z} \right]. \quad (8)$$

На основании рис. 1 площадь треугольника $O_T A' C'$ будет

$$S_3(\tau) = \frac{1}{2} \left[x_{A'}(\tau) y_{C'}(\tau + \varphi) - x_{C'}(\tau) y_{A'}(\tau + \varphi) \right], \quad (9)$$

где $x_{A'}(\tau)$; $y_{A'}(\tau + \varphi)$; $x_{C'}(\tau)$; $y_{C'}(\tau + \varphi)$ – текущие координаты соответствующих точек.

Равенство (9) с учетом уравнений эпитрохиды (2) преобразуется к виду

$$S_3(\tau) = \frac{1}{2} e^2 \left[z^2 \xi^2 \sin \varphi + z\xi (\sin z_T \tau + \sin(\varphi - z_T \tau)) \right]. \quad (10)$$

Исследуя выражение (10) на экстремум находим, что минимальная площадь треугольника $O_T AC$

$$S_2 = \frac{1}{2} e^2 \left(z^2 \xi^2 \sin \varphi - 2z\xi \sin \frac{\pi}{z} \right). \quad (11)$$

Равенство (1) с учетом выражений (3), (7), (8), (10) и (11) преобразуется к виду

$$V_3(\tau) = 2he^2 z^2 \xi \frac{1}{z_T} \sin \frac{\pi}{z} \left[1 - \cos z_T \left(\tau - \frac{\pi}{z} \right) \right]. \quad (12)$$

Анализ формулы (12) показывает, что изменение аргумента при функции \cos от 0 до π приводит к изменению объема камеры от нулевого до максимального значения, а при изменении аргумента от π до 2π – от максимального до нулевого. Следовательно, можно произвести замену переменной, приняв аргумент $z_T(\tau + \pi/z) = \beta$, где $0 \leq \beta < 2\pi$ т.е. изменяется в том же интервале, что и положение полюса в реальном

зацеплении.

Для нахождения практического объема рабочих камер необходимо учесть, что в реальном зацеплении зубья, очерчиваются эквидистантой эпитрохоиды и отстоят от нее на величину радиуса цилиндрического зуба r_c , поэтому радиус окружности выступов цилиндрических зубьев $R_e = ez\xi - r = R_C - r_c$

Учитывая выше изложенное, формулу (12) представим в виде

$$V_{\mathfrak{O}}(\beta) = [2hez(R_C - r_c) / z_T] \sin \frac{\pi}{z} (1 - \cos \beta). \quad (13)$$

В формулу (13) в неявном виде входит диаметр выступов цилиндрических зубьев $D_{ec} = 2(R_C - r_c)$. С учетом его значения формулу (13) запишем в виде

$$V(\beta) = ehD_{ec} \frac{z}{z_T} \sin \frac{\pi}{z} (1 - \cos \beta). \quad (14)$$

Формула (14) определяет рабочий объем камеры планетарно-роторной гидромашины, с профилем зубьев, очерченным эквидистантой эпитротрохоиды.

Аналогичные расчеты показывают, что для планетарно-роторных гидромашин с профилем зубьев очерченным эквидистантой гипотрохоиды рабочий объем может быть определен также по формуле (14). Только при этом необходимо учесть, что диаметр выступов цилиндрических зубьев в зацеплении с профилем, очерченным эквидистантой гипотрохоиды определяется по формуле $D_{ec} = 2(R_C + r_c)$.

Из формулы (14) следует, что рабочий объем камеры равен нулю, когда полюс зацепления лежит на линии симметрии рассматриваемой камеры на минимальном от нее расстоянии ($\beta = 0$). Объем рабочей камеры достигает максимального значения, когда полюс зацепления находится в диаметрально противоположной точке ($\beta = \pi$).

Таким образом, из формулы (13) при значении угла $\beta = \pi$ максимальный объем одной камеры

$$V = 2heD_{ec} \frac{z}{z_T} \sin \frac{\pi}{z} \quad (15)$$

Рабочий объем планетарно-роторного гидромотора определяется числом камер участвующих в работе за один оборот выходного вала. Если, например, в орбитальном гидромоторе, в котором крутящий момент от ротора на выходной вал передается с передаточным числом $i = 1$, ротор с эпитрохоидным профилем имеет z_T , а с гипотрохоидным z зубьев, то за один цикл работы гидромотора, т.е. при изменении положения полюса зацепления в интервале $0 \leq \beta < 2\pi$ он повернется на угол $2\pi / z_T$ или $2\pi / z$, а жидкость вытесняется

соответственно из z либо z_T рабочих камер. За один же оборот ротора в обоих случаях жидкость вытесняется из zz_T рабочих камер, следовательно, умножив выражение (15) на zz_T рабочих камер, получим, что в орбитальном гидромоторе с профилем зубьев, очерченным экидистантой как эпи-, так и гипотрохида, рабочий объем

$$V = 2hez^2 D_{ec} \sin \frac{\pi}{z} \quad (16)$$

Полученная формула является общей для зацеплений как с эпи-, так и с гипотрохидными профилями зубьев.

При проектировании планетарно-роторных гидромоторов их рабочий объем является заданным, а определению подлежат геометрические параметры, обеспечивающие этот объем.

При определении геометрических параметров зацепления конструктору приходится перебирать множество вариантов для выбора оптимальной геометрии, удовлетворяющей множеству требований.

Этот процесс можно значительно упростить, если расчет производить на основании уже имеющихся подобных гидромашин с использованием относительных величин ширины зубчатой пары и радиусов цилиндрических зубьев.

Для определения геометрических параметров с использованием относительных величин преобразуем формулу (16) к виду

$$V = 4e^3 \bar{h} (z\xi - \bar{r}_c) \sin \frac{\pi}{z}, \quad (17)$$

где $\bar{h} = h/e$; $\bar{r}_c = r_c/e$ – относительные величины ширины зубчатой пары и радиуса цилиндрического зуба

На основании формулы (17), для требуемого рабочего объема, находим эксцентриситет зубчатой пары

$$e = \sqrt[3]{\frac{V}{4\bar{h}(z\xi \mp \bar{r}_c) \sin \frac{\pi}{z}}}, \quad (18)$$

где верхний знак относится к зацеплению с эпи-, а нижний с гипотрохидным профилем зубьев.

Формула (18) позволяет для требуемого рабочего объема найти неизвестный эксцентриситет зубчатой пары e .

При выбранной конкретной конструктивной схеме планетарно-роторного гидромотора, когда число зубьев z и коэффициент внецентроидности ξ известны, необходимо воспользоваться относительными величинами ширины зубчатой пары \bar{h} и радиуса цилиндрических зубьев \bar{r}_c .

Далее, определив эксцентриситет зубчатой пары e для требуемого рабочего объема V , геометрические параметры зубчатой пары определяются

по зависимостям.

Ширина зубчатой пары

$$h = \bar{h} e \quad (19)$$

Диаметр расположения центров цилиндрических зубьев

$$D_c = 2ez\xi \quad (20)$$

Радиус цилиндрических зубьев

$$r_c = \bar{r}_c e \quad (21)$$

Диаметр выступов D_{ec} цилиндрических зубьев

$$D_{ec} = 2(R_C \mp r_c) \quad (22)$$

Диаметр выступов зубьев, очерченных эквидистантой эпи- и гипотрохи

$$D_{et} = 2(R_C \mp r_c \pm e) \quad (23)$$

Диаметр впадин зубьев, очерченных эквидистантой эпи- и гипотрохи

$$D_{it} = 2(R_C \mp r_c \mp 2e) \quad (24)$$

ВЫВОДЫ

Предложенная методика определения геометрических параметров внецентроидного циклоидального зацепления планетарно-роторного гидромотора позволяет путем использования относительных величин упростить выбор рациональных геометрических параметров для заданного рабочего объема и выбранной конструктивной схемы гидромотора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Калужников А.Н. Геометрический расчет профилей зубьев цевочных передач. "Вестник машиностроения", 1968, № 3, с.9-13.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. - М.: Наука, 1974.-831 с.
3. Кудрявцев В.Н. Планетарные передачи. М.-Л., "Машиностроение", 1966, 307 с. с ил.
4. Лобастов В.К. Некоторые вопросы геометрии внеполюсного цевочного гипоциклоидального зацепления. "Машиностроение", 1968, № I, с. 59-62.
5. Шанников В.М. Теория и конструирование редукторов с внецентроидным

циклоидальным зацеплением, встроенных в электродвигатели. В кн.: Зубчатые и червячные передачи. М.-Л. "Машгиз", 1959, с.74-109.

6. Шевцов Е.Н. К геометрии внутреннего зубчатого зацепления с трохоидно-круговыми профилями зубьев. Аграрний вісник Причорномор'я. Випуск 34, 2006 р. с. 60–66.

ДО ВИЗНАЧЕННЯ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ПЛАНЕТАРНО-РОТОРНОГО ГІДРОМОТОРА

Є. М. Шевцов, Р.А. Барбарук

Резюме

Получені залежності, що установлюють зв'язок геометричних параметрів позацентроїдного циклоїдального зачеплення планетарно-роторного гідромотора с об'ємом робочих камер та його робочим об'ємом. Одержана також залежність для визначення ексцентриситета зубчастої пари для потрібного робочого об'єма гідромотора. Запропонована методика для визначення основних геометричних параметрів зачеплення.

TO DEFINITION GEOMETRICAL PARAMETERS OF GEARING GEROTOR OF THE HYDROMOTOR

E. N. Shevtsov, R.A. Barbaruk

Summary

The dependences establishing connection of geometrical parameters gipo- and epitrochoids of gearing gerotor of the hydromotor with volume of working chambers and its working volume are received. The dependence for definition distance centre to centre of gear pair for required working volume of the hydromotor is received also. The technique of definition of the basic geometrical parameters of gearing is offered.