

И. В. Ферафонов, Т. Н. Мустафин, В. А. Максимов

ШЕСТЕРЕННЫЙ МАСЛОНАСОС С ВНУТРЕННИМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ РОТОРОВ И ЛИНЕЙНЫМ ПРОФИЛЕМ ВНУТРЕННЕГО РОТОРА

Ключевые слова: шестеренный насос внутреннего зацепления, профилирование роторов, прямолинейный профиль.

Приводится сравнение шестеренных насосов с внешним зацеплением с шестеренными насосами с внутренним зацеплением, а также методика определения сопряженного профиля ротора насоса с внутренним зацеплением применительно к ротору с прямолинейным профилем

Key words: gear pump with inner engagement, forming rotors to shape, rectilinear shape.

Gear oil pump design with outer engagement has been considered in comparison with gear pumps with inner engagement design; method for determination of mating profile of the pump rotor with inner engagement with reference to the rotor with rectilinear profile has been presented.

Основными агрегатами, лимитирующими надежность и ресурс работы гидравлических систем, являются насосы.

Требования, предъявляемые к насосам гидравлических систем, сводятся к обеспечению заданных требований по производительности при минимальном весе и габаритах, максимального КПД, минимальной трудоемкости изготовления, простоты обслуживания, надежности работы, увеличения ресурса.

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наибольшее распространение получили насосы первого типа, которые состоят из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус, имеющий каналы в местах входа в зацепление и выхода из него, через которые осуществляется всасывание и нагнетание жидкости.

Однако шестеренные насосы с внешним зацеплением имеют ряд недостатков, а именно: высокие шумовые характеристики и большие массогабаритные размеры по сравнению с насосами внутреннего зацепления.

Поэтому большой практический интерес представляют насосы с внутренним зацеплением.

По сравнению с шестернями внешнего зацепления они отличаются компактностью и малыми габаритами. Преимуществом этих насосов является также симметричное расположение приводного вала относительно корпуса.

Принцип действия этих насосов такой же, как и насосов с шестернями внешнего зацепления. Жидкость, заполняющая межзубовые впадины шестерен, переносится в полость нагнетания, где и выдавливается.

Вопросы профилирования шестерен, а также проектирования и расчета шестеренных насосов с внутренним зацеплением в научно-технической литературе практически не освещены. Имеются лишь некоторые рекомендации [1, 2, 3].

Насос с внутренним зацеплением роторов является гидравлической машиной объемного принципа действия. Перекачка и повышение давления жидкости (масла) в насосе осуществляется путём одновременного совместного вращения ротора и внутренней шес-

терни, находящихся во взаимном зацеплении. Конструктивная схема насоса представлена на рис. 1.

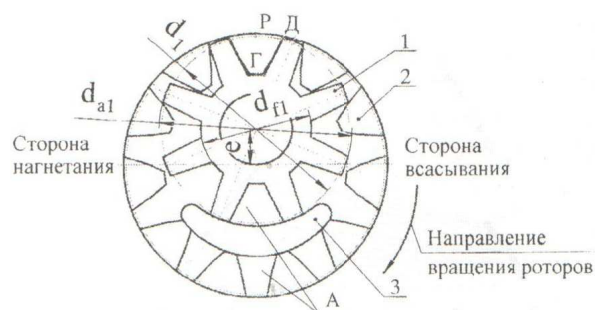


Рис. 1 – Конструктивная схема маслонасоса: 1 – внутренняя шестерня; 2 – наружная шестерня; 3 – серповидный сегмент; А – перевальный объем

Наружная шестерня ротора имеет 11 зубьев, а внутренняя шестерня – 8.

Наружная и внутренняя шестерни имеют зубья, находящиеся во взаимном зацеплении. Единновременно в зацеплении находится не более двух пар зубьев в теоретическом и одной пары в действительном профилях. Это объясняется потребностью в занижении координат действительного профиля и принудительному введению профильных зазоров с целью компенсации производственных погрешностей изготовления, а также тепловых деформаций шестерен в процессе работы насоса. Исследованная конструкция маслонасоса по принципу действия является машиной внешнего сжатия. Перевальный объем, в котором жидкость переносится со стороны всасывания на сторону нагнетания, образован пространством А, заключенным между зубьями наружной шестерни ротора 2 и внутренней шестерни 1. Всасывание происходит в момент образования перевального объема при выходе зубьев из зацепления. Прирост давления в перевальном объеме происходит в момент его сообщения с полостью нагнетания. При входе зубьев в зацепление перевальный объем А начинает уменьшаться, вследствие чего происходит выдавливание из него нагнетаемой жидкости (масла). Для изолирования стороны нагнетания от стороны всасывания в конструкции

маслонасоса предусмотрен серповидный сегмент 3, верхняя часть которого очерчивается по выступам внутренней шестерни, а нижняя по впадинам наружной шестерни ротора с учётом эксцентриситета e осей вращения роторов.

Ротор 5 является ведущим звеном (см. рис. 2) и опирается в корпусе 3 на подшипник скольжения 6 и подшипник качения 10. Внутренняя шестерня 4 вращается на оси 2, которая запрессована в крышке 1 с эксцентриситетом. В пару трения: ось – закаленная втулка, запрессованная во внутреннюю шестерню, постоянно подается масло.

При вращении ротора 5 насоса через упругую муфту от электродвигателя приводится во вращение и внутренняя шестерня 4. Масло из полости всасывания попадает в пространство между зубьев наружной шестерни ротора 5 и внутренней шестерни 4 и переносится в полость нагнетания с некоторым избыточным давлением.

На валу ротора расположено торцовое уплотнение 11. Для охлаждения и смазки уплотнения, а также для циркуляции масла в верхней части корпуса имеется штуцер 14, который соединен со всасывающим трубопроводом.

Всасывающая и нагнетательная полости заканчиваются фланцами, к которым присоединены соответствующие трубопроводы.

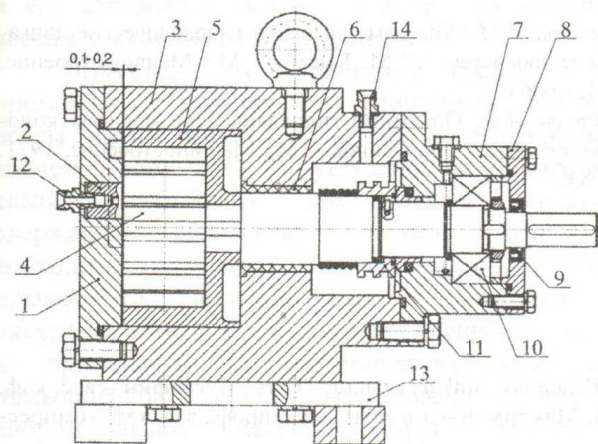


Рис. 2 - Насос внутреннего зацепления: 1- передняя крышка; 2 – ось; 3 – корпус; 4 – внутренняя шестерня; 5 – ротор; 6 - подшипник скольжения; 7 – корпус подшипников качения; 8 – задняя крышка; 9 – манжета; 10 – подшипники качения; 11 – уплотнение; 12,14 – штуцер; 13 – основание

Основной задачей проектирования и совершенствования шестеренчатых насосов является задача профилирования рабочих поверхностей его роторов. Ниже представлена инженерная методика расчета координат сопряженных профилей, основанная на теореме зацепления. При профилировании шестерен один из профилей принимается исходным для расчёта координат ответного профиля. В качестве исходного принят профиль внутренней шестерни, поверхность контакта которой образована отрезком прямой ГД (см. рис. 1). Данное конструктивное решение также продиктовано необходимостью облегчения техноло-

гии изготовления шестерен, т.к. в этом случае координатной поверхностью является только поверхность ответной шестерни.

На рис. 1 приняты следующие обозначения: d_{a1} – наружный диаметр вершин зубьев, d_{f1} – диаметр впадин, d_1 – делительный диаметр. Точка Р – полюс зацепления. Его координаты определяются исходя из следующих соотношений

$$\begin{cases} X_p = 0, \\ Y_p = \frac{d_1}{2} \end{cases} \quad (1)$$

Делительный диаметр определяется исходя из эксцентриситета делительных окружностей роторов и передаточного отношения

$$d_1 = \frac{2e}{i-1} \quad (2)$$

где e – эксцентриситет делительных окружностей шестерен; i – передаточное отношение $i = Z_H/Z_B$; Z_H – число зубьев наружной шестерни; Z_B – число зубьев внутренней шестерни.

Профиль внутренней шестерни задается координатами крайних точек отрезка ГД: $(X_G Y_G); (X_D Y_D)$.

Ответный теоретический профиль наружной шестерни является огибающим к профилю внутренней шестерни и для его нахождения используется метод профильных нормалей.

Положение точек Г и Д при любом угле поворота внутренней шестерни определяется следующими соотношениями

$$\begin{cases} X'_G(\varphi) = X_G \cdot \cos(\varphi) + Y_G \cdot \sin(\varphi), \\ Y'_G(\varphi) = -X_G \cdot \sin(\varphi) + Y_G \cdot \cos(\varphi), \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} X'_D(\varphi) = X_D \cdot \cos(\varphi) + Y_D \cdot \sin(\varphi), \\ Y'_D(\varphi) = -X_D \cdot \sin(\varphi) + Y_D \cdot \cos(\varphi), \end{cases} \quad (4)$$

где φ – угол поворота внутренней шестерни от исходного положения.

Уравнение прямой, проходящей через две заданные точки для данного угла поворота, примет вид

$$y(x, \varphi) = \frac{x - X'_G(\varphi)}{X'_D(\varphi) - X'_G(\varphi)} [Y'_D(\varphi) - Y'_G(\varphi)] + Y'_G(\varphi). \quad (5)$$

Уравнение нормали к прямой имеет вид

$$y_n(x; \varphi) = y_0 - \frac{(x - x_0) \cdot [Y'_D(\varphi) - Y'_G(\varphi)]}{X'_D(\varphi) - X'_G(\varphi)}. \quad (6)$$

Уравнение (6) представляет собой семейство нормалей к прямой. Искомая нормаль проходит через полюс зацепления (т.е. проходит через точку, удовлетворяющую условию (1)). Координаты точки контакта $[X_K(\varphi); Y_K(\varphi)]$ (точки, одновременно принадлежащей паре зубьев шестерен) находятся путем совместного решения уравнений (5) и (6). Найденные значения находятся в системе координат внутренней шестерни.

Их пересчёт в систему координат наружной шестерни осуществляется по следующим зависимостям

$$\begin{cases} X(\phi) = X_K(\phi) \cdot \cos(-\frac{\phi}{i}) + (Y_K(\phi) + e) \cdot \sin(-\frac{\phi}{i}), \\ Y(\phi) = -X_K(\phi) \cdot \sin(-\frac{\phi}{i}) + (Y_K(\phi) + e) \cdot \cos(-\frac{\phi}{i}), \end{cases} \quad (7)$$

Система уравнений (7) позволяет получить массив точек X и Y , соответствующих различным значениям угла поворота внутренней шестерни, при этом условия ограничения поиска примут вид

$$d_{f1} \leq \sqrt{X_K^2 + Y_K^2} \leq d_{a1}. \quad (8)$$

По изложенной методике был выполнен расчёт координат теоретического профиля зубьев ротора, обкатываемого внутренней шестерней, конструкция которого представлена на рис. 3.

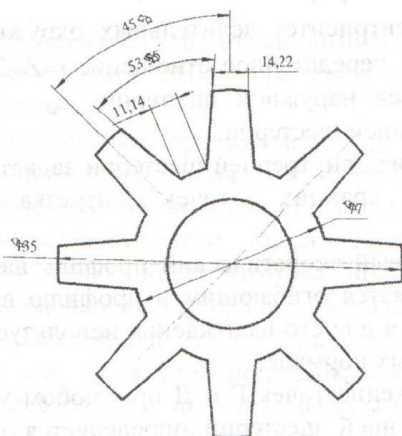


Рис. 3 - Расчётная схема внутренней шестерни

При расчёте принималось передаточное отношение $i = \frac{11}{8}$, расчётный участок профиля представлен на рис. 4.

© И. В. Ферафонов - нач. отд. ЗАО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа», niitk@kazan.ru; Т. Н. Мустафин – асс. каф. холодильной техники и технологий КНИТУ, mustimur@rambler.ru; В. А. Максимов – д-р техн. наук, проф., зав. каф. компрессорных машин и установок КНИТУ, smu@inbox.ru.

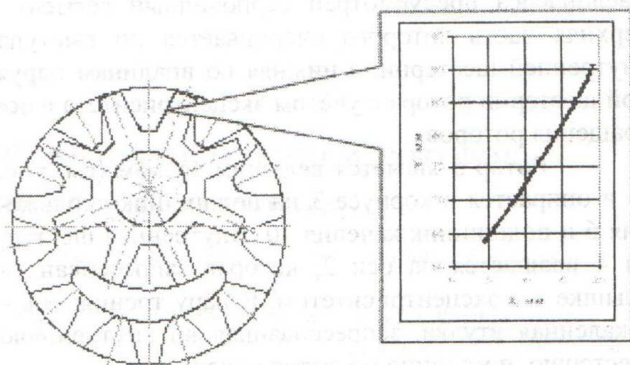


Рис. 4 - Расчётный участок сопряженного профиля зуба

Данный метод позволяет получить как теоретический, так и действительный профили.

Действительные профили отличаются по своим размерам от теоретических в связи с необходимостью иметь гарантированные зазоры между роторами. Исходными для построения действительных профилей, как правило, являются профили теоретические.

Литература

1. Юдин, Е.М. Шестеренные насосы. Основные параметры и их расчет / Е.М. Юдин. – М.: Машиностроение, 1964. – 236 с.
2. Башта, Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т.М. Башта. – М.: Машиностроение, 1974. – 606 с.
3. Осипов, А.Ф. Объемные гидравлические машины колесного типа / А.Ф. Осипов. – М.: Машиностроение, 1971. – 208 с.