

ПРИМЕНЕНИЕ, РАЗРАБОТКА И РАСЧЕТ ГЕРОТОРНОГО НАСОСА

Д. В. Лаевский, С. Г. Чекал

Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого, Беларусь

Научный руководитель Д. Л. Стасенко

Предъявляемые требования к насосам и двигателям гидравлических систем, сводятся к обеспечению заданных давления и производительности при минимальном весе и габаритах, максимального КПД, минимальной трудоемкости изготовления, простоты обслуживания, надежности работы в эксплуатационных условиях, большого ресурса.

Больше всего этим требованиям удовлетворяют шестеренные насосы, имеющие бесспорные преимущества по сравнению с другими типами насосов по своей простоте, весовым характеристикам, дешевизне и надежности.[1]

Шестеренные насосы выполняются с шестернями внешнего и внутреннего зацепления. Наиболее распространенным является насос первого типа, который состоит из пары зацепляющихся цилиндрических шестерен, помещенных в плотно обхватывающий их корпус имеющий каналы входа в зацепление и выхода из него (рис. 1, а), через которые осуществляется подвод (всасывание) и отвод (нагнетание) жидкости.[2]

Насосы с шестернями внутреннего зацепления (рис. 1, б, в), которые отличаются компактностью и малыми габаритами в сравнении с насосами с шестернями внешнего зацепления той же производительности. Преимуществом этих насосов является также симметричное расположение приводного вала относительно корпуса. [2].

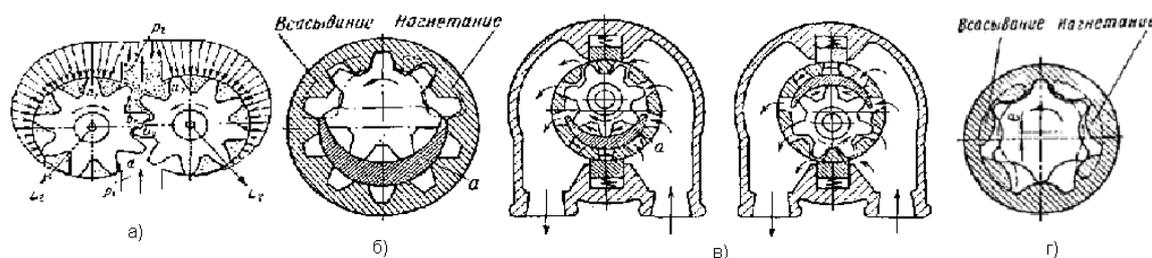


Рис. 1. Схемы с шестернями внешнего (а), внутреннего (б, в) и героторного зацепления (г) шестеренных насосов

Применяются также насосы с шестернями внутреннего зацепления со специальным профилем зуба (рис. 1, г), в которых отсутствует разделительный элемент. Эти насосы получили название героторных. Зубья шестерен находятся в симметричном относительно вертикальной оси положении. Оси шестерен смещены одна относительно другой на величину e , обеспечивающую зацепление. Отделение полости нагнетания от полости всасывания (герметизация) здесь достигается путем непрерывного контакта зубьев внутренней и внешней (кольцевой) шестерен в зонах разделительных перемычек между окнами всасывания и нагнетания. Для обеспечения этого контакта рабочие поверхности этих зубьев должны иметь такой профиль, чтобы они обкатывались одна по другой, причем контакт зубьев при проходе ими нижней разделительной перемычки заменяет собой разделительный элемент.

Отличительной особенностью шестеренчатого героторного насоса с внутренним зацеплением (рис. 1, *з*) является отсутствие разделительного элемента между сцепляющимися шестернями (роторами), чем достигается его компактность и малый вес. Это позволяет использовать эти насосы при проектировании в сдвоенных и насосах подобного вида (тандем насосах) в качестве насосов подпитки, которые используются для восполнения утечек [3].

Мелкомодульные зубчатые колеса находят все более широкое применение. Зубчатые колеса обычно имеют меньшие потери на трение, смазкой для них может служить даже вода. Такие зубчатые колеса хорошо прирабатываются. Для изготовления таких передач в ряде случаев применяют литье. При использовании технологии литья целесообразно применения эпи- и гипоциклоид для профилирования зубьев (рис. 2). В настоящее время наиболее широко такие передачи используют в насосах [4]:

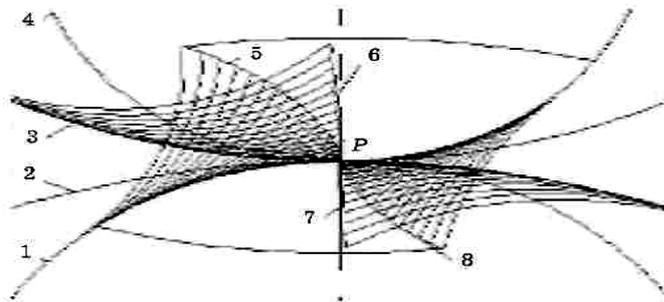


Рис. 2. Циклоидальное зацепление:

1, 4 – начальные окружности $R_{1,2}$; 2, 3 – вспомогательные окружности $r_{1,2}$;
5, 8 – эпициклоиды; 6, 7 – гипоциклоиды

Наиболее важными параметрами циклоидального зацепления являются радиусы начальных окружностей $R_{1,2}$ и радиусы вспомогательных (производящих) окружностей $r_{1,2}$. Начальные окружности одновременно являются основными. Уменьшение радиуса вспомогательной окружности приводит к уменьшению приведенного радиуса кривизны и увеличению контактных напряжений зубьев, поэтому на практике отношение r/R редко бывает меньше 0,2. При отношении $r/R = 0,5$ ножка зуба колеса очерчена радиальными прямыми, что снижает изгибную прочность зуба, и поэтому в силовых передачах принимают $r/R < 0,4$. Наибольший интерес представляет исследование изгибной прочности циклоидальных зубьев в диапазоне $r/R = 0,2-0,4$. Головка зуба колеса очерчена эпициклоидой, ножка зуба очерчена гипоциклоидой. Эпициклоиду получают качением вспомогательной окружности по начальной, а гипоциклоиду качением вспомогательной окружности внутри начальной. Для наглядности показаны положения вспомогательных окружностей.

Циклоидальные зубья имеют ряд преимуществ в сравнении с эвольвентными: большую контактную прочность, так как контактируют выпуклые и вогнутые части зубьев; большую длину активной линии зацепления; большую износостойкость; контактные разрушения зубьев редки; выкрашивание зубьев редко бывает прогрессирующим из-за износа зубьев [4].

Расчет распространяется на гидромашины с эпициклоидальным зацеплением, включающие шестерню с наружными зубьями и колесо с внутренними зубьями, число которых на единицу больше числа зубьев шестерни. [5]–[8].

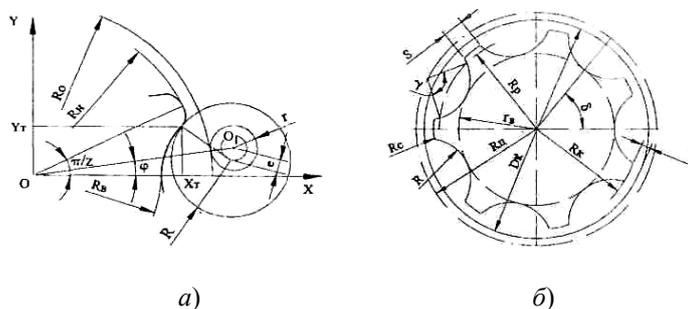


Рис. 3. Схема образования профиля зуба шестерни (а) и сопрягаемой шестерни (б)

Схема образования профиля зуба шестерни приведена на рис. 3, а. При предварительном расчете таких гидромашин исходят из рабочего объема, который приближенно определяется из уравнения: $V_n = 4\pi\lambda r^2 h_n (z + 1 - \bar{R})$, откуда,

$$r = \sqrt{\frac{V_n}{4\pi\lambda h_n (z + 1 - \bar{R})}},$$

где z – число зубьев шестерни (внутреннего ротора); h_n – приблизительная ширина шестерни; r – радиус окружности, обкатывающейся без скольжения по основной окружности радиусом R_0 при построении профиля зубьев шестерни;

$$\lambda = \frac{e}{r}; \quad \bar{R} = \frac{R}{r};$$

e – эксцентриситет между осями шестерни и колеса; R – номинальный радиус зуба колеса, равный радиусу обрабатывающего инструмента при изготовлении шестерни.

Величину λ рекомендуется принимать из диапазона $0,7 < \lambda < \lambda_{max}$:

$$\lambda_{max} = \frac{1-t}{(1+t)}, \quad \text{где } t = \frac{(z+2)^3}{27z(z+1)^2}.$$

Расчетные значения λ_{max} приведены ниже:

z	4	6	8	10	12
λ_{max}	0,851	0,878	0,891	0,899	0,904

По полученному расчетному значению r вычисляются параметры:

$$e = r\lambda; \quad R = r\bar{R}; \quad R_n = rb; \quad R_g = R_n - 2e.$$

Параметры колеса (рис. 3, б), сопрягаемого с шестерней:

$z_k = z + 1$ – число зубьев;

$r_b = R_0 + r - R = r(z - 1) - R$ – радиус внутреннего диаметра по вершинам зубьев;

$R_u = R_0 + r = r(z + 1)$ – радиус, на котором расположены центры окружностей зубьев;

$\delta = \frac{2\pi}{z+1}$ – угловой шаг расположения зубьев по окружности с радиусом R_u ;

$R_k = r(z + 1 + 2\lambda) - R + m$ – радиус окружности впадин между зубьями колеса, $m = 0,5$ мм.

При изготовлении колеса необходимо учитывать, что рабочий участок зуба охватывает угол $\gamma = \pi - 2 \arccos \lambda$ и радиус, на котором расположены крайние точки рабочего участка зуба (см. рис. 3, б).

Заключение. Определены основные достоинства, недостатки и особенности применения героторных насосов.

Представлена последовательность расчетов сопрягаемых шестерни и колеса с эпициклоидальным зацеплением.

Л и т е р а т у р а

1. Юдин, Е. М. Шестеренные насосы / Е. М. Юдин. – Москва : Машиностроение, 1964.
2. , Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем / Т. М. Башта. – Москва : Машиностроение, 1974.
3. Басуров, В. М. Системы автомобильных и тракторных двигателей : практикум / В. М. Басуров, В. В. Белов. – Владимир, 2001.
4. Саенко, В. П. К расчету героторных гидромашин / В. П. Саенко, Р. Н. Горбатюк // Вестн. машиностроения. – 2004. – № 7.
5. Лурье, З. Я. Рабочий объем героторных гидромашин / З. Я. Лурье, В. П. Саенко // Вестн. машиностроения. – 2002. – № 2. – С. 11–13.
6. Саенко, В. П. Условия ограничения сил в зацеплении героторных гидромашин / В. П. Саенко // Вестн. машиностроения – 1991. – № 4. – С. 19–21.
7. Полюшков, А. Г. Насосы с вращающимся эпициклоидальным зацеплением / А. Г. Полюшков // Вестник машиностроения. – 1971. – № 11. – С. 51–53.
8. Саенко, В. П. Учет допусков на параметры зацепления в героторных гидромашинах / В. П. Саенко, В. Л. Белявский. – Москва, 1989. – 12 с. Рукоп. деп. во ВНИИТЭМРе 10 01.89. № 24 мш.