

3. Смирнов В.В. Математическая модель колебаний в приводе технологического оборудования для задач технической диагностики и автоматического управления // Геотехническая механика. - Днепропетровск, 1997. - Вып. 3. - С. 136-140.

4. Марюта А.Н., Смирнов В.В. Аналоговый и цифровой варианты системы оптимизации привода измельчительного оборудования // Тез. докл. респ. науч.-техн. конф. "Автоматический контроль и управление при обогащении и металлургии цветных металлов. - Ташкент, 1980. - С. 81-82.

3. Цирлин А.М. Синтез фильтра с конечной памятью и минимальной шириной спектра // Автоматика и телемеханика. - 1965. - № 8. - С. 29-41.

УДК 621.929.7:62-82

В.П. Штепа, Д.А. Кучерявец, Р.В. Кондратюк

УСТАНОВЛЕНИЕ ЗАВИСИМОСТЕЙ ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯ КОНУСНОЙ ДРОБИЛКИ

Запропоновані конструктивні рішення та аналітичні залежності для визначення раціональних параметрів гідровібровозбудувача шестеренного типу конусної дробарки. Іл.2. Бібліогр.:4 назв.

Вибрационные воздействия широко используются при всевозможных рабочих процессах. Для создания требуемых колебаний рабочего органа применяют вибраторы различного принципа действия, включая и гидравлические [1]. Однако наличие сложных по конструкции технических решений ограничивают эффективность их использования. Эти недостатки исключает конструкция гидровибровозбудителя, основанного на синтезе шестеренного насоса и регулируемого дросселя, которая была предложена в гидровиброприводе конусной дробилки [2]. Однако в данном техническом решении отсутствуют теоретические проработки направленные на оптимизацию основных параметров гидровибровозбудителя. Поэтому цель данной работы представить аналитические зависимости для определения рациональных параметров этой конструкции.

В корпусе 1 гидровибровозбудителя (рис.1), имеющего всасывающую 2 и нагнетательную 3 полость, расположены ведомая шестерня 4 и ведущая, например, сдвоенная шестерня 5, состоящая из двух полушестерен 6 и 7. За счет углового смещения этих двух соприкасающихся полушестерен радиальные каналы 8 и 9 могут менять свое местоположение по отношению друг друга и тем самым изменять величину подачи насоса. Каналы 10 и 11 соединяют гидровибровозбудитель с баком и исполнительным цилиндром рабочего органа.

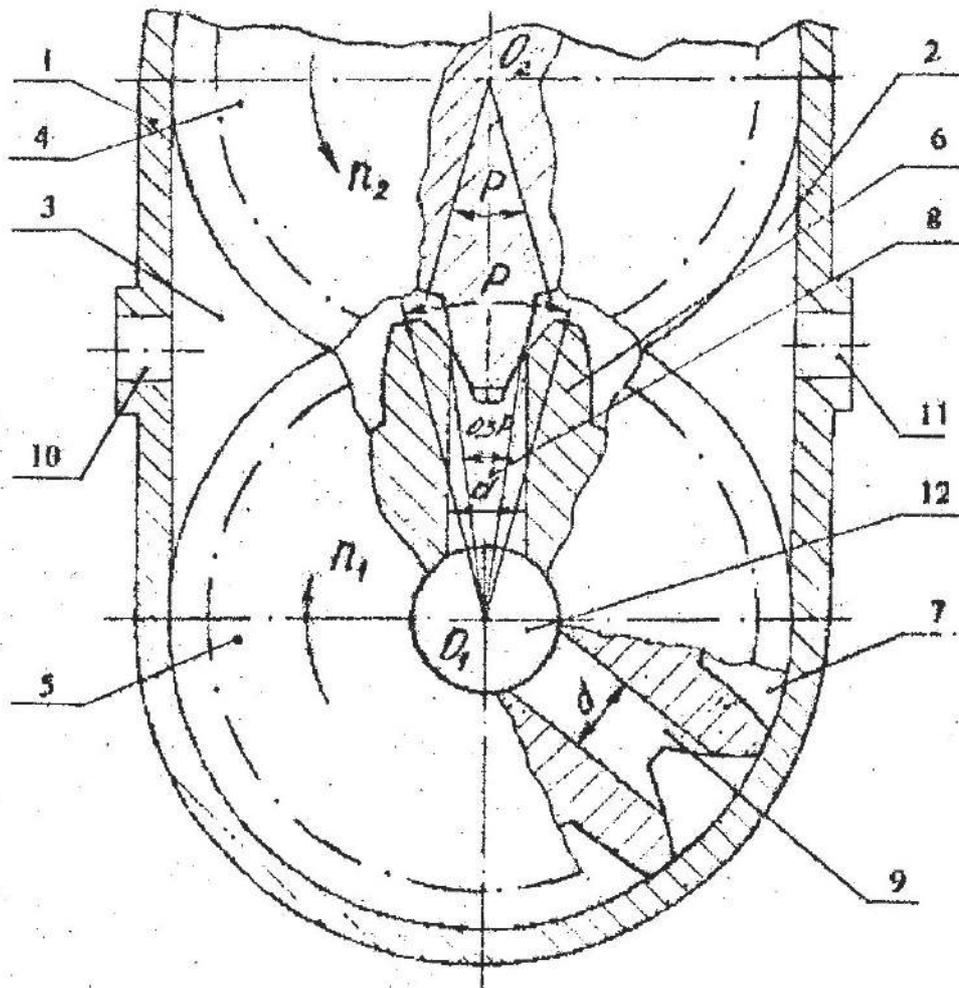


Рис.1. Конструктивная схема гидровибровозбудителя.

Вдоль осевого канала 12 (рис. 2) перемещается шток 13 с помощью винтового колеса 14 и открывает или перекрывает радиальный канал 9, тем самым увеличивая или уменьшая величину слива жидкости из гидроцилиндра в бак.

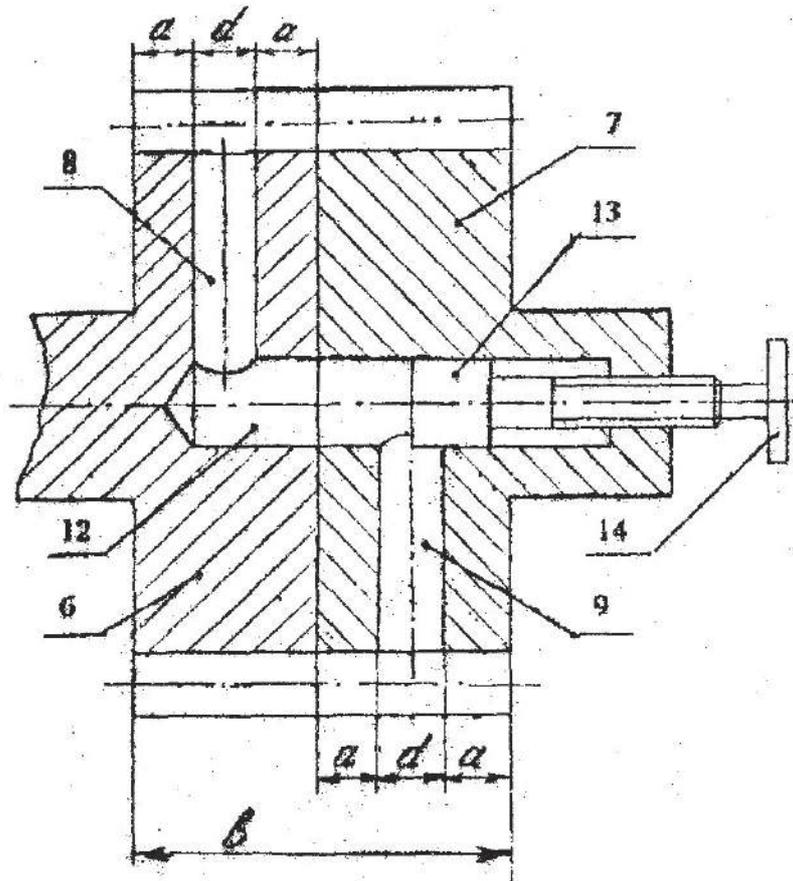


Рис.2. Сдвоенная шестерня с радиальными и осевым, имеющим подвижный шток, каналами.

При вращении шестерен 4 и 5 (рис. 1) жидкость из полости всасывания 2 поступает в полость нагнетания 3, из которой выдавливается зубьями шестерен в гидроцилиндр рабочего органа. При одновременном проходе всасывающей 2 и нагнетательной 3 полостей радиальными каналами 8 и 9 происходит слив жидкости в бак. Далее процесс повторяется.

Учитывая, что амплитуда есть функция подачи насоса $A=f(Q)$ с учетом КПД, имеем:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot A = V_0 \cdot \eta_{об}, \quad (1)$$

где $\frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot A$ - объем масла в гидроцилиндре;

$V_0 \cdot \eta_{об} = q$ - объем масла за один оборот шестеренного насоса;

V_0 - рабочий объем насоса;

η_{06} -объемный КПД насоса;

D -диаметр гидроцилиндра;

A -амплитуда колебаний.

Тогда из равенства (1) амплитуда равна:

$$A = \frac{4 \cdot V_0 \cdot \eta_{06}}{\pi \cdot D^2} \quad (2)$$

Для традиционных шестеренных насосов рабочий объем равен [3]:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot z. \quad (3)$$

Из формулы (3), учитывая разрыв подачи жидкости, получим формулу рабочего объема для нашего случая:

$$V_0 = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot (z - \Delta z), \quad (4)$$

где z -количество зубьев на шестерни;

Δz -количество нерабочих зубьев, то есть число зубьев прошедших полость всасывания или нагнетания за время слива жидкости из цилиндра рабочего органа в бак;

m -модуль, который определяется из условия нахождения величины шага шестерни (рис. 1), при этом должно соблюдаться постоянное зацепление зубчатых колес гидровибровозбудителя и необходимая величина площади поперечного сечения радиальных каналов, обеспечивающая прохождение требуемого объема жидкости из исполнительного цилиндра рабочего органа в бак. Так как для нормальных зубчатых колес толщина зуба и ширина впадины по начальным окружностям должна быть одинаковыми [4], имеем:

$$P = \pi \cdot m \geq 2 \cdot d,$$

$$\text{откуда } m \geq \frac{2 \cdot d}{\pi},$$

d -диаметр радиального канала, максимальная величина которого равна толщине зуба и ширине впадины шестерни;

b -ширина зубчатого венца (рис. 2), которую принимаем из условия:

$$b \geq 2 \cdot d + 4 \cdot a,$$

a -минимальная толщина стенки по теории прочности.

Подставим (4) в (2) и, преобразуя, получим окончательную формулу для нахождения амплитуды:

$$A = \frac{8 \cdot m^2 \cdot b \cdot (z - \Delta z)}{D^2} \cdot \eta_{об}$$

Исходя из определения производительности шестеренных насосов [3]:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot z \cdot n_n \cdot \eta_{об}, \quad (5)$$

преобразовав (5) с учетом (4), получим формулу подачи жидкости для предлагаемого гидровибровозбудителя:

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot m^2 \cdot b \cdot (z - \Delta z) \cdot n_n \cdot \eta_{об},$$

где n_n - частота вращения шестерни, которая определяется из условия обеспечения прохождения камня параллельной зоны за один двойной ход конуса [5]:

$$n_n = n_x \geq \sqrt[4]{\frac{g^2 \cdot (\sin \gamma_1 - f \cdot \cos \gamma_1)^2}{4 \cdot (l^2 + A^2 + 2 \cdot l \cdot A \cdot \sin \gamma)}}$$

n_x - количество двойных ходов конуса дробилки;

l - длина параллельной зоны;

γ - угол между образующей и основанием конуса;

γ_1 - угол перемещения камня.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Варсанюфьев В.Д., Кузнецов О.В. Гидравлические вибраторы. - Л.: Машиностроение Ленингр. отд-ние, 1979. 144с.
2. №936994 СССР, М. Кл³ В02 С 2/04. Конусная дробилка / В.П. Штепа, В.М. Гене / СССР / №2959150 / 29-33; Заявлено 21.07.80; Опубл. 23.06.82 Бюл. Открытия. Изобретения - №23.
3. Перекрестов А.В. Задачи по объемному гидроприводу: К.: Вища школа. Головное изд-во, 1983. 144с.
4. Марголин М.Ф. Теория механизмов и машин. Минск: Изд-во "Вышэйшая школа", 1968. 357с.
5. Кондратюк Р.В., Кучерявец Д.А., Штепа В.П. Визначення частоти обертання внутрішнього конуса дробарки з гідровіброприводом. - Вибрації в техніці і технологіях, 1998, №4(8), с. 17-18.