Записки Ленинградского орденов Ленина и Трудового Красного Знамени горного института им. Г. В. Плеханова, т. LIV, вып. 1, 1967 г.

УДК 622.271.6

К ВЫБОРУ И РАСЧЕТУ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАМЕРНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПИТАТЕЛЕЙ

Н. П. Грачев

Гидротранспортные системы с питателями широко применяются как в СССР, так и за рубежом. Наиболее целесообразны камерные питатели [Геронтьев, Грачев, 1962; Фролов, Решетнев, 1963; Покровская, Грачев, 1964]. Их строительная стоимость, эксплуатация, простота конструкции и надежность в основном удовлетворительны.

Конструкция питателя определяется его высотой, диаметром и толщиной стенок камеры. Выбор их и определение при наименьших габаритных размерах, весе и стоимости питателя должны обеспечить надежную работу гидротранспортной установки с заданной производительностью. При этом следует исходить из условий его работы и заданного строительного объема камеры

$$Q = \frac{3600}{T_{ц}} nV_0 = i_{ц} nkV, \tag{1}$$

откуда

$$V = \frac{Q}{i_{ц} nk}, \tag{2}$$

где Q — производительность питателя, $м^3/ч$; $i_{ц}$ — число циклов в час; $T_{ц}$ — продолжительность цикла, *сек*; n — число камер питателя; $k = 0{,}8 \div 0{,}9$ — коэффициент использования объема камеры; V_0 — полезный объем (полезная емкость) камеры, $м^3$, $V_0 = kV$

Обозначив V_1, V_2, V_3 объемы нижней конической, цилиндрической и верхней конической частей камеры и H_1, H_2 и H_3 высоты этих частей (рис. 1), получим

$$V = V_1 + V_2 + V_3, \tag{3}$$

$$V_1 = \frac{\pi H_1}{12}\left(D_{в}^2 + D_0'^2 + D_{в}D_0'\right), \tag{4}$$

$$V_2 = \frac{\pi D_{в}^2}{4} H_2, \tag{5}$$

$$V_3 = \frac{\pi H_3}{12}\left(D_{в}^2 + D_0''^2 + D_{в}D_0''\right), \tag{6}$$

где D_0' и D_0'' — диаметры соответственно разгрузочного (выпускного) и загрузочного отверстий камеры; $D_{в}$ — внутренний диаметр камеры.

Конструктивно диаметры выпускного и загрузочного отверстий камеры целесообразны одинаковые [Геронтьев, Грачев, 1962]. При этом величину D_0' следует принимать максимальной расчетной, а D_0'' — максимальной по условию пропускной способности отверстий. Обычно расчетный диаметр D_0' больше диаметра D_0'', так как скорость истечения насыпного материала через выпускное отверстие в жидкостной среде меньше скорости истечения

материала через загрузочное отверстие в воздушной примерно в 1,5—3,5 раза — в $\left(\sqrt{\frac{\gamma_м - \gamma_ж}{\gamma_м}}\right)^{-1}$ раз. Таким образом, значения D_0' и D_0'' в формулах (3) — (6) можно заменить значением диаметра выпускного отверстия [Покровская, Грачев, 1964]

$$D_0 = \left(\frac{U_0}{1410 C_0}\right)^{0,4} \tag{7}$$

где U_0 — пропускная способность выпускного отверстия камеры, $м^3/ч$; C_0 — коэффициент, принимаемый в зависимости от плотности материала $\gamma_м$ и жидкости $\gamma_ж$ (для условий разгрузки материала в водной среде при $\gamma_м = 1400$ $кг/м^3$ C_0 1,1, при $\gamma_м = 2400$ $кг/м^3$ $C_0 = 1,4$ и при $\gamma_м = 3400$ $кг/м^3$ $C_0 = 1,6$).

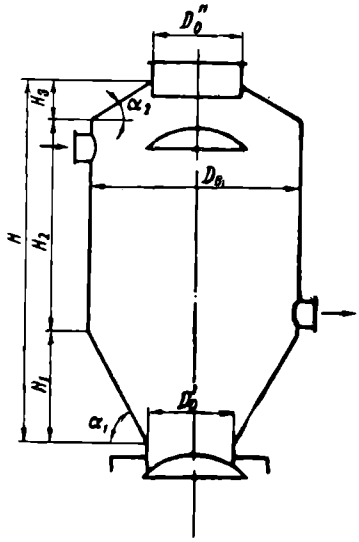


Рис. 1. Схема к расчету параметров питателя.

В соответствии с принятыми на рис. 1 обозначениями находим высоту нижнего конуса

$$H_1 = \frac{1}{2}(D_в - D_0)\operatorname{tg}\alpha_1, \tag{8}$$

цилиндрической обечайки

$$H_2 = aD_в \tag{9}$$

и верхнего конуса

$$H_3 = \frac{1}{2}(D_в - D_0)\operatorname{tg}\alpha_2, \tag{10}$$

где α_1 — угол наклона образующей конического днища камеры; принимается в зависимости от угла трения насыпного материала о наклонную стенку в водной среде φ и по условию абразивного изнашивания днища * $\alpha_1 > \varphi$, а по абразивному изнашиванию $\alpha_1 > 60°$ [Грачев, Покровская, 1965); α_2 — угол наклона образующей верхней части камеры, $\alpha_2 = \left(\frac{1}{2} \div \frac{1}{3}\right)\alpha_1$; $a = \frac{H_2}{D_в}$ — отношение высоты цилиндрической обечайки к внутреннему диаметру камеры.

Высота камеры

$$H \quad H_1 + H_2 + H_3$$

или

$$H = \frac{1}{2}(D_в - D_0)(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) + aD_в. \tag{11}$$

Заменив H_1, H_2 и H_3 в выражениях (4), (5), (6) значениями из формул (8), (9), (10) и подставив затем значения V_1, V_2, V_3 в формулу (3), после соответствующих преобразований получим

$$V = \frac{\pi}{24}[(D_в^3 - D_0^3)(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2) + 6aD_в^3]. \tag{12}$$

Отсюда в общем виде внутренний диаметр камеры питателя

$$D_в = \sqrt[3]{\frac{24V + \pi D_0^3(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2)}{\pi(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2 + 6a)}}. \tag{13}$$

---

* Подробнее см. в статье Н. П. Грачева, А. Ф. Дубинина, В. Н. Покровской «Исследование процесса истечения насыпного материала из камер гидравлического питателя» наст. сборнике.

Вторым слагаемым в числителе, ввиду его малой величины при $D_0 < 0{,}6$ *м*, можно пренебречь. Тогда окончательно

$$D_в = 2\sqrt[3]{\frac{V}{(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2 + 6a)}} \qquad (14)$$

При этом ошибка определения $D_в$ не превышает 1%.

Подставив V из формулы (2) в выражение (14), получим

$$D_в = 2\sqrt[3]{\frac{Q}{i_ц n k (\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2 + 6a)}} \qquad (15)$$

Конструктивно наиболее рациональны соотношения между H_2 и D при $V < 1$ *м*^{3}, $a = 1$. При $V = (1 \quad 3)$ *м*^{3}, $a = 1{,}5$ и при $V > 3$ *м*^{3}, $a = 2$.

Наружный диаметр цилиндрической обечайки камеры

$$D_н = D_в + 2\delta, \qquad (16)$$

где δ — толщина стенки камеры.

Толщина стенки камеры питателя выбирается и определяется известными методами сопротивления материалов в зависимости от давления в гидротранспортной системе, а также по условию продолжительности эксплуатации вследствие абразивного изнашивания стенок камер.

Прибавка к расчетной толщине стенки на абразивное изнашивание [Васильев, Тютиков, 1964]

$$C = \frac{TA}{a_m n}\left(\frac{0{,}5 + \cos\alpha_1}{1{,}5}\right), \qquad (17)$$

где T — срок службы питателя, годы; A — годовая производительность питателя по твердому, m; a_m — количество твердого, пропускаемого по горизонтальному участку камеры питателя и вызывающего при этом износ стенки на 1 *мм*.

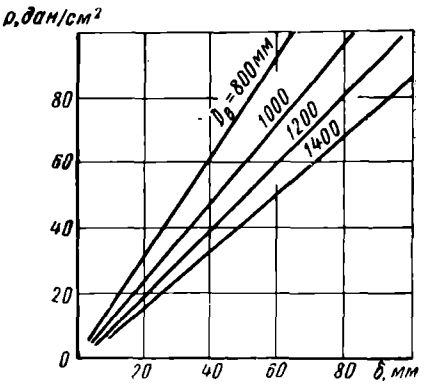


Рис. 2. Зависимость толщины стенки δ камеры гидравлического питателя от давления жидкости в гидротранспортной системе.

Прибавка на коррозию принимается при расчете толщины стенки верхней конической части камеры, а на абразивное изнашивание — при расчете стенки цилиндрической обечайки и нижней конической части (днища) камеры питателя. Прибавка к расчетной толщине на коррозию должна быть не менее минусового допуска на толщину металла. В построении зависимости, приведенной на рис. 2, учтен минимальный абразивный износ около 10 *мм*.

В качестве примера по формулам (8) — (11) и (14) определены конструктивные параметры камер гидравлических питателей при $D_0 = 0{,}4 \div 0{,}5$ *м*, $i_ц = 60$ *цикл/ч*, $\alpha_1 = 60°$, $\alpha_2 = 20°$:

Q_{min}, *м*^{3}/*ч*	V, *м*^{3}	$a\frac{H}{D_в}$	$D_в$, *м*	H_1	H_2	H_3	H
30	0,5	1,0	0,80	0,34	0,80	0,07	1,21
50	1,0	1,5	0,90	0,42	1,35	0,09	1,86
60	1,25	1,5	0,95	0,46	1,42	0,10	1,96
120	2,50	1,5	1,20	0,68	1,80	0,12	2,60
180	3,50	2,0	1,25	0,71	2,50	0,14	3,35
240	4,50	2,0	1,35	0,77	2,70	0,16	3,63
300	5,50	2,0	1,45	0,85	2,90	0,18	3,93

Как видно из приведенных данных, величины $D_в$ и H значительно возрастают с увеличением объема камер V. Поэтому при проектировании камерных гидравлических питателей лучше увеличить число камер, чем их

объем. Выбирая диаметр камер, следует учитывать давление жидкости в гидротранспортных системах, для обслуживания которых предназначен питатель. Как видно из рис. 2, прочные размеры стенок камер значительно возрастают с увеличением давления жидкости p в гидротранспортных системах и внутреннего диаметра камеры. При $p = 100$ *дан/см*^{2} и $D_в$ 1400 *мм* толщина стенок около 110 *мм*. В случаях, когда давление в гидросистемах превышает 100 *дан/см*^{2}, возникают конструктивные затруднения, связанные с увеличением толщины стенок камер.

Наиболее целесообразно применение малогабаритных быстродействующих многокамерных питателей с диаметром камер до 800 *мм* при $p = 100$ *дан/см*^{2} и выше, а при p до 50 *дан/см*^{2} — диаметром не более 1400 *мм*.

Гидропитатели с камерами большой емкости практически неприемлемы. Значительная толщина стенок камер утяжеляет и удорожает конструкцию, усложняет изготовление и монтаж питателя. При проектировании питателя для определенных условий работы необходимо сначала выбрать внутренний диаметр камеры в зависимости от давления в гидротранспортной системе, углы α_1 и α_2 в соответствии с физико-механическими свойствами насыпного материала, а затем определить число камер питателя по заданной производительности.

Решая уравнение (15) относительно n, определим число камер питателя

$$n = \frac{8Q}{D_в^3 i_ц k\,(\operatorname{tg}\alpha_1 + \operatorname{tg}\alpha_2 + 6a)}.$$

Эта формула учитывает основные конструктивные и технические факторы, определяющие n и характеризующие конструкцию питателя.

Выводы

1. Внутренний диаметр камеры питателя с достаточной для практики точностью можно определить по аналитической формуле (15). Она учитывает все главные конструктивные и технические факторы, характеризующие питатель.

2. Диаметр выпускного отверстия следует рассчитывать по его пропускной способности с последующей проверкой по гранулометрическому составу насыпного материала. Но он не должен превышать 0,6 *м*.

3. Угол наклона образующей конического днища необходимо определять в зависимости от угла трения материала о стенки в водной среде (так как он больше угла трения сухого материала) и от условий абразивного изнашивания стенок. Угол наклона стенок по условию наименьшего абразивного изнашивания должен быть не менее 60°

4. Лучшим техническим решением при проектировании камерных гидравлических питателей будет увеличение числа камер, а не их объема.

ЛИТЕРАТУРА

Васильев К. Ф., Тютиков Г. Т. Метод расчета напорного гидротранспорта угля, рекомендуемый ВНИИГидроуглем. Тр. ВНИИГидроугля, УкрНИИГидроугля и горного факультета СМИ по развитию технологии подземной гидравлической добычи угля, вып. IV, 1964.

Геронтьев В. И., Грачев Н. П. Исследование параметров камерных гидравлических питателей. В сб. Транспорт шахт и карьеров стран социализма. Госгортехиздат, 1962.

Грачев Н. П., Покровская В. Н. Исследование абразивного изнашивания труб гидротранспортных систем. В сб. Гидравлическая добыча угля. Недра, 1965.

Покровская В. Н., Грачев Н. П. Автоматический малогабаритный камерный гидравлический питатель. Горн. ж., № 8, 1964.

Фролов А. Г., Решетнев Е. К. К методике установления эффективности применения на глубоких гидрошахтах подъемных установок различных типов. В сб. Загрузочные аппараты для высоконапорного гидравлического транспорта сыпучих материалов. М., Изд-во АН СССР, 1963.