

$$+ K_0 K_1 K_2 K_{31} (K_4/K_1 + T_{ст}) T_{а1}^2$$

$$a_4 = T_3^2 T_{ст} + (T_{мех1} + T_{мех2}) (T_3^2 + T_{ст} T_f) + (T_f + T_{ст}) \times$$

$$\times (T_{а1}^2 + T_{к}^2 + T_{а2}^2) + T_{к}^2 T_{мех1} + K_0 K_2 K_4 (K_{31} + K_{32}) T_f +$$

$$+ K_0 K_1 K_2 K_{31} T_{а1}^2;$$

$$a_5 = T_{а1}^2 + T_{к}^2 + T_{а2}^2 + T_3^2 + T_{ст} T_f + (T_f + T_{ст}) (T_{мех1} + T_{мех2}) +$$

$$+ K_0 K_1 K_2 (K_{31} + K_{32}) (K_4/K_1 + T_{ст});$$

$$a_6 = T_{мех1} + T_{мех2} + T_f + T_{ст} + K_0 K_1 K_2 (K_{31} + K_{32}).$$

Здесь  $T_{а1}^2$  — обобщенная постоянная времени гидропривода,  $T_{а1}^2 = m_{дв} V / E_{ж} (2F_{п})^2$  ( $V$  — объем рабочей жидкости в трубопроводе);

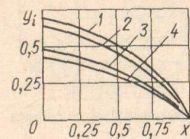


Рис. 3. Начальные участки кривых Михайлова:  
1 —  $p_{отс} = 22$  МПа, ковш на среднем вылете; 2 —  $p_{отс} = 22$  МПа, ковш на наибольшем вылете; 3 —  $p_{отс} = 30$  МПа, ковш на наибольшем вылете; 4 —  $p_{отс} = 18$  МПа, ковш на наибольшем вылете.

водах и гидроцилиндрах;  $E_{ж}$  — объемный модуль упругости рабочей жидкости;  $F_{п}$  — площадь поршня гидроцилиндра рукояти,  $F_{п} = 800$  см<sup>2</sup>);  $T_{к}$  — механическая постоянная времени ковша,  $T_{к} = m_{к}^{np} / c_{р}^{np}$  ( $m_{к}^{np}$  — приведенная масса ковша;  $c_{р}^{np}$  — приведенная жесткость рукояти);  $T_3^2$  — механическая постоянная времени регулятора,  $T_3^2 = m_3 / c_{пр}$  ( $m_3$  — масса подвижных частей регулятора);  $T_f$  — постоянная времени вязкости трения регулятора;  $T_{а2}^2$  — обобщенная постоянная времени гидропривода,  $T_{а2}^2 = m_{к}^{np} V / E_{ж} (2F_{п})^2$ ;  $T_{мех1}$  — механическая постоянная времени гидропривода,  $T_{мех1} = m_{дв} q / E_{ж} (2F_{п})^2$  ( $q$  — общий коэффициент утечки гидропривода);  $K_0$  — коэффициент усиления гидропривода по скорости,  $K_0 = K_{п} K_{д}$  ( $K_{д}$  — коэффициент усиления гидроцилиндров,  $K_{д} = 1/2 F_{п}$ );  $K_2$  — коэффициент передачи от регулятора к регулируемому органу насоса;  $K_{31}$  — коэффициент передачи,  $K_{31} = m_{дв} / 2F_{п}$ ;  $T_{мех2}$  — механическая постоянная времени гидропривода,  $T_{мех2} = m_{к}^{np} q / E_{ж} (2F_{п})^2$ ;  $K_{32}$  — коэффициент передачи,  $K_{32} = m_{к}^{np} / 2F_{п}$ ;  $K_1$  — коэффициент усиления поршня  $b$  по перемещению,  $K_1 = f_{шт} / c_{пр}$  ( $f_{шт}$  — площадь поперечного сечения штока поршня).

Анализ устойчивости проводился по критериям Михайлова в соответствии с методикой, изложенной в работе [6], при  $p_{кон} = 25$  МПа. На рис. 3 представлены только начальные участки кривых Михайлова, поскольку, как показал анализ расположения этих кривых, во всех семи квадрантах наименьший запас устойчивости (минимальное удаление кривых от начала координат комплексной плоскости) имеет место в диапазоне частот 0...10.

На основании анализа этих кривых можно сделать следующие выводы: по мере заполнения ковша и увеличения его вылета устойчивость системы меняется — снижается, поэтому анализ устойчивости следует проводить только при максимальном заполнении ковша на конечных участках траектории (см. кривые 1, 2); уменьшение жесткости пружины (увеличение  $p_{отс}$  повышает устойчивость системы (см. кривые 2, 3 и 4); параметры стабилизирующего устройства оказывают существенное влияние на устойчивость системы только при одновременном увеличении  $T_{ст}$  и  $K_4$ , в противном случае система теряет устойчивость в 4-м и 5-м квадрантах; увеличение вязкого трения (постоянной времени  $T_f$ ) повышает устойчивость. При конструировании регуляторов с повышенным вязким трением, а также при определении их параметров могут быть использованы рекомендации, приведенные в работе [3]; расчеты показали, что идеализация регулятора, проводимая иногда с целью упрощения исследований, недопустима. Так, при  $T_3^2 = T_f = 0$  система становится устойчивой даже при отсутствии стабилизатора, что не соответствует реальному ее состоянию.

#### Список литературы

1. Беляев Н. М. Сопротивление материалов. — М.: Физматгиз, 1959. — 856 с.
2. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. — М.: Машиностроение, 1965. — 463 с.
3. Крассов И. М. Гидравлические элементы в системах управления. — М.: Машиностроение, 1967. — 255 с.
4. Мотрохов И. А. Динамика гидропривода поворота экскаватора с регулятором давления и стабилизацией // Изв. вузов. Горн. журн. — 1972. — № 8. — С. 133—139.
5. Мотрохов И. А. Об одном методе повышения запаса устойчивости гидроклапанов предохранительных непрямого действия в гидросистемах подъемно-транспортных машин. — К., 1981. — 173 с. — Деп. в ВИНТИ 10.12.81, № 2788. Поступила в редколлегия 29.05.84.

УДК 622 : 621.23

А. Ф. ПОНОМАРЧУК, д-р техн. наук, М. Е. ИВАНОВ,  
Г. С. РАТУШНЯК, кандидаты техн. наук, И. В. КОЦ

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОТЫ ВЕРТИКАЛЬНОГО ВИБРОКОНВЕЙЕРА С ГИДРОПРИВОДОМ

В отечественной и зарубежной промышленности широкое распространение получили вертикальные виброконвейеры, применяемые для подъема сыпучих материалов, а также часто для одновременной их технологической обработки. Эти устройства представляют собой одно- и двухмассовые вибросистемы, совершающие колебания вдоль и вокруг вертикальной оси [1, 4, 5]. Наиболее



перспективным приводом вертикальных виброконвейеров является гидравлический привод [2, 3].

Принципиальная схема двухмассового вертикального виброконвейера с гидравлическим приводом и дистанционно управляемым клапаном-пульсатором показана на рис. 1. Устройство состоит из грузонесущего органа 5 (рис. 1, а) и уравнивающей рамы 6. Привод конвейера осуществляется посредством двух плунжерных

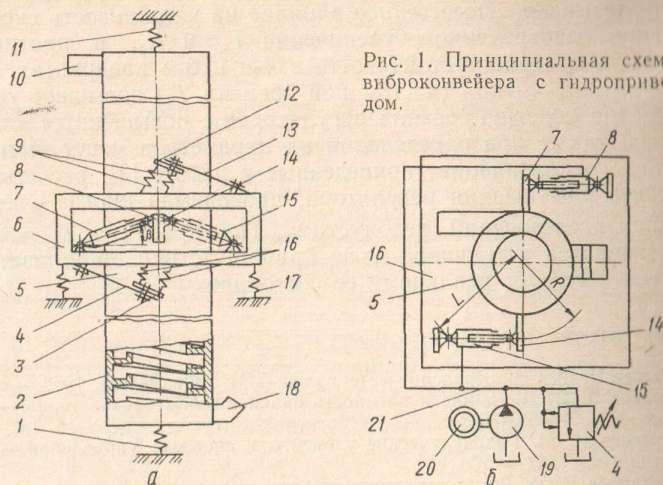


Рис. 1. Принципиальная схема виброконвейера с гидроприводом.

гидроцилиндров 7 и 15, осуществляющих периодические возвратно-поступательные движения. Причем корпуса гидроцилиндров 7 и 15 шарнирно связаны с уравнивающей рамой 6, а плунжеры — с кронштейнами 8 и 14, приваренными к грузонесущему органу. Грузонесущий орган 5 соединен с рамой с помощью специальной упругой системы [2], включающей верхние и нижние поддерживающие упругие элементы 9 и 16, установленные на уравнивающей раме 6 и опорных пластинах 3 и 12, которые прикреплены к направляющим рессорам 4 и 13. Все элементы упругой системы установлены под определенными углами к горизонту, соответствующими заданному углу направления колебаний грузонесущего органа. Грузонесущий орган и уравнивающая рама установлены на амортизаторах 1, 11, 17.

Виброконвейер работает следующим образом. Под действием рабочей жидкости, поступающей от гидронасоса 19 (рис. 1, б), приводимого в действие электродвигателем 20, в рабочие полости плунжерных гидроцилиндров 7 и 15 по напорной магистрали 21, происходит взаимное перемещение — прямой ход плунжеров и корпусов гидроцилиндров, которые, воздействуя на упругосвязанные между собой грузонесущий орган 5 и уравнивающую раму 6, будут перемещать их по винтообразным траекториям. Причем гру-

зонеущий орган 5 и находящаяся на нем технологическая нагрузка будут совершать подъем вверх и вращение на некоторый угол вокруг оси по часовой стрелке, а уравнивающая рама 6 будет перемещаться наоборот. При этом одновременно происходит деформация упругой системы их взаимной подвески и накопление потенциальной энергии для последующего обратного хода. При достижении в гидросистеме заданного значения давления рабочей жидкости  $p_n$ , определяемого настройкой клапана-пульсатора 4 происходит его срабатывание и соединение гидросистемы со сливом. Давление в рабочих полостях и гидросистеме падает до сливного и под действием усилия деформированных упругих элементов происходит обратный ход грузонесущего органа 5 и уравнивающей рамы 6, плунжеров и корпусов гидроцилиндров 7 и 15 в исходное положение. Так как проекция ускорения на вертикальную ось будет больше ускорения свободного падения транспортируемого материала, то произойдет их разделение. Таким образом, грузонесущий орган 5 вернется в исходное положение, а транспортируемый материал, совершающий свободное падение, переместится вдоль плоскости спирально-винтового лотка 2 и в конце падения встретится с грузонесущим органом. Далее клапан-пульсатор 4 закрывается и рабочий цикл повторяется в автоматическом режиме.

В результате последовательных периодических импульсов зарядки и разрядки упругой системы взаимной подвески грузонесущего органа и уравнивающей рамы будут происходить крутильные винтообразные колебания грузонесущего органа, способствующие перемещению транспортируемого материала вдоль направляющей плоскости спирально-винтового лотка от нижнего приемного патрубка 18 до верхнего выходного 10. Подбором соответствующего расхода рабочей жидкости и регулировкой давления срабатывания клапана-пульсатора 4 можно в широких пределах плавно регулировать частоту и амплитуду колебаний грузонесущего органа 5. Возможность плавного изменения параметров гидравлического привода позволяет подобрать оптимальные режимы вибротранспортирования в зависимости от физико-механических характеристик транспортируемого материала.

На рис. 2 приведены типичные осциллограммы изменения текущего давления в рабочей полости исполнительного плунжерного

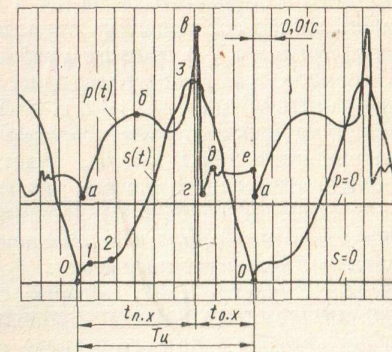


Рис. 2. Типичная осциллограмма рабочего процесса.



гидроцилиндра  $p(t)$  и перемещения грузонесущего органа  $5$  в направлении движения плунжера  $s(t)$ . На участках  $0-1-2-3$  и  $a-b-в$  соответственно осциллограммам  $s(t)$  и  $p(t)$  отражен совместный прямой ход грузонесущего органа  $3$  и расположенного на нем транспортируемого материала при закрытом клапане-пульсаторе  $4$  (рис. 1, б), а на участках  $3-0$  и  $в-г-д-е-а$  — обратный ход, при котором грузонесущий орган  $5$  движется отдельно от транспортируемого материала, т. е. теряет с ним контакт, а клапан-пульсатор  $4$  при этом соединяет гидросистему со сливом. Приближенно все время рабочего цикла  $T_{ц}$  можно разбить на время прямого и обратного ходов  $t_{п.х}$  и  $t_{о.х}$ . Как показали эксперименты, очень важно согласование времени обратного хода транспортирующего органа  $t_{о.х}$  и времени свободного падения транспортируемого материала  $t_{с.п}$ . Для эффективного транспортирования необходимо выполнить условие  $t_{о.х} \approx t_{с.п}$ . Если  $t_{о.х} > t_{с.п}$ , будет уменьшаться величина каждого элементарного перемещения транспортируемого материала, а при  $t_{о.х} < t_{с.п}$  будет уменьшаться частота колебаний транспортирующего органа, так как затянется время прямого хода вследствие встречного соударения свободно падающего транспортируемого материала и перемещающегося (грузонесущего) органа  $5$  (рис. 1). На осциллограмме  $s(t)$  (рис. 2) имеется почти горизонтальный участок  $1-2$ , который подтверждает предположение для случая  $t_{о.х} < t_{с.п}$ , когда происходит гашение скорости грузонесущего органа  $5$  при его встрече с транспортируемым материалом. Анализ осциллограммы  $p(t)$  показывает, что необходимо производить настройку давления срабатывания клапана-пульсатора так, чтобы оно не происходило преждевременно, например в точке 2, когда еще не осуществлено заданное перемещение грузонесущего органа  $5$ . Для повышения скорости обратного хода необходимо также существенно уменьшить величину подпора давления  $p_{сл}$  в сливной магистрали (участок  $д-е$  осциллограммы  $p(t)$ ).

Для аналитического описания рабочего процесса нами разработана математическая модель, позволяющая определять основные рабочие параметры вертикальных виброконвейеров с гидроприводом, используемых для транспортирования сыпучих и штучных материалов.

При составлении дифференциальных уравнений, описывающих эту математическую модель, сделаны следующие допущения: температура и вязкость рабочей жидкости изменяются незначительно; волновыми процессами пренебрегаем ввиду небольшой протяженности трубопроводов; механическая характеристика приводного электродвигателя принимается линейной; коэффициент сжимаемости  $\beta_{ж}$ , характеризующий суммарный эффект сжимаемости рабочей жидкости и деформации соединительных трубопроводов, принимается постоянным [3]; срабатывание клапана-пульсатора  $4$  (рис. 1, б) полагается релейным, т. е. происходящим за сравнительно короткое время по сравнению со временем прямого или обратного хода,

что подтверждается приводимой осциллограммой  $p(t)$  (рис. 2); при открытии клапана-пульсатора  $4$  площадь его проходного сечения изменяется релейно  $0 \dots f_{с.п}$ ; давление на сливе принимается постоянным  $p_{сл} = 0,2 \dots 0,3$  МПа; временем торможения в конце прямого и обратного ходов, ввиду его малости, пренебрегаем; производительность  $Q_{н}$  гидронасоса  $19$  (рис. 1, б) принимается постоянной, т. е. независимой от величины давления в гидросистеме; утечки в гидросистеме не учитываются вследствие их малости; транспортируемый материал принимается абсолютно жестким в виде сосредоточенной массы.

Фазу прямого хода опишем следующими дифференциальными уравнениями:

движения грузонесущего органа  $5$  совместно с транспортируемым материалом вверх в проекции на вертикальную ось и его поворотного движения в горизонтальной плоскости

$$M d^2 z_1 / dt^2 + \mu_z [(dz_1 / dt) - (dz_2 / dt)] + c_z (z_1 - z_2) + Mg = p F_{пл} \sin \beta, \quad (1)$$

$$J_{пр1} d^2 \varphi_1 / dt^2 + \mu_{\kappa} [(d\varphi_1 / dt) - (d\varphi_2 / dt)] + c_{\kappa} (\varphi_1 - \varphi_2) = p F_{пл} R_{пер} \cos \beta; \quad (2)$$

движения уравновешивающей рамы  $6$  вниз относительно вертикальной оси и ее поворотом вокруг этой оси в горизонтальной плоскости

$$m_2 d^2 z_2 / dt^2 + \mu_z [(dz_1 / dt) - (dz_2 / dt)] + c_z (z_1 - z_2) + c_{Az} z_2 - m_2 g = p F_{пл} \sin \beta, \quad (3)$$

$$J_{пр2} d^2 \varphi_2 / dt^2 + \mu_{\kappa} [(d\varphi_1 / dt) - (d\varphi_2 / dt)] + c_{\kappa} (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{Ак} \varphi_2 = p F_{пл} R_{пер} \cos \beta; \quad (4)$$

связи, получаемым из уравнения неразрывности потока рабочей жидкости в гидросистеме,

$$Q_{н} = F_{пл} \sqrt{R_{пер}^2 [(d\varphi_1 / dt) - (d\varphi_2 / dt)]^2 - [(dz_1 / dt) - (dz_2 / dt)]^2} + dp / dt W_{г\beta_{ж}}. \quad (5)$$

Фазу обратного хода можно представить соответственно уравнениями:

движения грузонесущего органа вниз отдельно от транспортируемого материала

$$m_1 d^2 z_1 / dt^2 + \mu_z [(dz_1 / dt) - (dz_2 / dt)] + c (z_1 - z_2) - m_1 g = c_z (z_{01} - z_{02}) - p F_{пл} \sin \beta, \quad (6)$$

$$J_{пр.о} d^2 \varphi_1 / dt^2 + \mu_{\kappa} [(d\varphi_1 / dt) - (d\varphi_2 / dt)] + c_{\kappa} (\varphi_1 - \varphi_2) = c_{\kappa} (\varphi_{01} - \varphi_{02}) - p F_{пл} R_{пер} \cos \beta; \quad (7)$$



свободного падения транспортируемого материала

$$m_m d^2 z_3 / dt^2 = m_m g, \quad (8)$$

$$J_{пр.м} d^2 \varphi_3 / dt^2 = 0; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{возврата в исходное положение уравнивающей рамы} \\ m_2 d^2 z_2 / dt^2 + \mu_z [(dz_1/dt) - (dz_2/dt)] + c_z (z_1 - z_2) + c_{Az} z_2 + m_2 g = \\ = c_z (z_{01} - z_{02}) + c_{Az} z_{02} - p F_{пл} R_{пер} \sin \beta, \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} J_{пр2} d^2 \varphi_2 / dt^2 + \mu_k [(d\varphi_1/dt) - (d\varphi_2/dt)] + c_k (\varphi_1 - \varphi_2) + c_{Ак} \varphi_2 = \\ = c_k (\varphi_{01} - \varphi_{02}) + c_{Ак} \varphi - p F_{пл} R_{пер} \cos \beta; \end{aligned} \quad (11)$$

расхода из рабочих полостей и гидросистемы на слив через проходное сечение клапана-пульсатора

$$\begin{aligned} \sigma \sqrt{p - p_{сл}} = Q_n + F_{пл} \times \\ \times \sqrt{R_{пер}^2 [(d\varphi_1/dt) - (d\varphi_2/dt)]^2 + [(dz_1/dt) - (dz_2/dt)]^2 +} \\ + dp/dt W_{гж}. \end{aligned} \quad (12)$$

В уравнениях (1—12)  $M = m_1 + m_m$  — суммарная масса, состоящая из массы грузонесущего органа  $I$  —  $m_1$  и массы находящегося на нем материала  $m_m$ ;  $m_2$  — масса уравнивающей рамы 2;  $g$  — ускорение свободного падения;  $J_{пр.о}$ ,  $J_{пр1}$ ,  $J_{пр2}$ ,  $J_{пр.м}$  — приведенные моменты инерции соответственно грузонесущего органа без транспортируемого материала, совместно с транспортируемым материалом, уравнивающей рамы и транспортируемого материала;  $\mu_z$ ,  $\mu_k$  — приведенные коэффициенты демпфирования вертикальных поступательных и поворотных колебаний;  $c_z$ ,  $c_{Az}$ ,  $c_k$  — соответственно приведенные жесткости упругих элементов на сжатие упругой системы взаимной подвески и амортизаторов, а также упругих элементов на кручение [5];  $z_1$ ,  $z_2$ ,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  — величины вертикальных перемещений и поворотов грузонесущего органа уравнивающей рамы;  $z_{01}$ ,  $z_{02}$ ,  $\varphi_{01}$ ,  $\varphi_{02}$  — величины смещений и поворотов исполнительных органов в фазе прямого хода;  $p$  — текущее рабочее давление в гидросистеме;  $F_{пл}$  — суммарная эффективная рабочая площадь плунжеров;  $\beta$  — угол наклона оси плунжеров к горизонтальной плоскости;  $W_r$  — объем гидросистемы;  $d^2 z_3 / dt^2$  и  $d^2 \varphi_3 / dt^2$  — соответственно проекции ускорений центра масс транспортируемого материала;  $\sigma = k f_{с.п} \sqrt{2/\rho}$  — гидрорасходимость проходного сечения клапана-пульсатора 4 (здесь  $k$  — коэффициент расхода проходного сечения на слив,  $\rho$  — плотность рабочей жидкости);  $R_{пер} = R \sqrt{R^2 + L^2} [( \varphi_1 - \varphi_2 ) + \operatorname{tg} L/R] / [2R^2 + L^2 - 2R \sqrt{R^2 + L^2} \operatorname{ctg} R/L - ( \varphi_1 - \varphi_2 )]$  — переменное плечо взаимодействия плунжерных гидроцилиндров с грузонесущим органом и уравнивающей рамой (здесь  $R$ ,  $L$  — конструктивные параметры).

Аналитическое решение полученных уравнений (1—12), описывающих рабочий процесс, затруднительно ввиду их нелинейности. Наиболее целесообразным является решение численными методами на ЭВМ. Был разработан алгоритм численного решения методом Хэмминга с использованием стандартных программ. Решение уравнений осуществлялось поэтапно. Результаты решения уравнений фазы прямого хода являлись исходными для решения уравнений обратного хода. Сопоставление результатов теоретического и экспериментального исследований дали хорошую сходимость, что позволяет рекомендовать предложенную математическую модель для расчета подобных гидроприводов.

#### Список литературы

1. А. с. 195365 СССР, МКИ<sup>1</sup> В 65 G 27/04. Вертикальный вибрационный конвейер.
2. А. с. 713614 СССР, МКИ<sup>3</sup> В 07 В 1/40. Вибрационный грохот.
3. Земляков Б. А., Коц И. В. Динамика работы виброинерционного грохота с гидроприводом. — Винница, 1980. — 10 с. — Деп. в ЦНИИУголь 09.06.1980, № 1777.
4. Потураев В. Н., Франчук В. П., Червоненко А. Г. Вибрационные транспортирующие машины: Основы теории и расчета. — М.: Машиностроение, 1964. — 272 с.
5. Червоненко А. Г. Динамика двухмассового резонансного вертикально-винтового виброконвейера с нелинейной характеристикой основных упругих связей и источником энергии ограниченной мощности // Проблемы вибрационной техники. — К.: Наук. думка, 1970. — С. 9—45.

Поступила в редколлегию 02.10.85.

УДК 622.232.5

И. В. КОЦ, М. Е. ИВАНОВ, канд. техн. наук,  
А. Ф. ПОНОМАРЧУК, д-р техн. наук, А. А. МАЛЯРЧУК

#### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО УДАРНО-ВИБРАЦИОННОГО УЗЛА

В горной промышленности и строительном производстве все большее применение находят вибрационные и ударно-вибрационные машины с гидравлическим приводом. Перспективным для аналогичных машин является гидравлический привод, управляемый автоматическим устройством дискретного действия — клапаном-пульсатором.

Типовая расчетная схема гидравлического ударно-вибрационного узла, управляемого двухкаскадным клапаном-пульсатором непрямого действия [1], представлена на рисунке. Устройство изображено в момент холостого хода — взвода поршня-бойка 1 (кор-