

УДК 621.655.9

## ГИДРОДИНАМИКА И ХАРАКТЕРИСТИКИ БЕСКЛАПАННОГО НАСОСА С ГИДРОДИОДАМИ

*Е.К. Спиридонов, Д.Ф. Хабарова*

Исследован рабочий процесс бесклапанного поршневого насоса с гидравлическими диодами и выведено аналитическое выражение расходно-напорной характеристики. Показано, что подача насоса существенно зависит от перепада давлений – с увеличением перепада давлений, подача уменьшается. Основными параметрами, влияющими на расходно-напорную характеристику насоса, являются диодность по сопротивлению гидродиодов и частота вращения кривошипа – с их увеличением, характеристика улучшается.

Ключевые слова: поршневой насос, клапаны, гидравлический диод, рабочий процесс, расчетная модель, подача, расходно-напорная характеристика.

В промышленности получили распространение поршневые насосы с клапанным распределением. Однако их применение затруднено в химической, медицинской и пищевой промышленности вследствие нежелательного воздействия рабочих органов гидромашины (например, клапанов) на жидкость. При перекачивании абразивных гидросмесей эксплуатация насосов сопряжена с большими затратами на их ремонт из-за интенсивного износа (в том числе и клапанов). Кроме того, вследствие сравнительно невысокой надежности клапанов и инерционности деталей клапанного механизма, поршневые насосы, как правило, тихоходны и металлоемки. Таким образом, клапаны, являясь необходимым элементом поршневого насоса, сдерживают его применение в ряде отраслей, повышение производительности и надежности гидромашины.

Вместе с тем, известны гидравлические диоды – проточные элементы, не содержащие подвижных механических частей и отличающиеся тем, что при различных направлениях течения жидкости через них, ее расход при одинаковой потере напора оказывается существенно различным. Качество гидравлического диода определяется отношением гидравлического сопротивления диода в обратном  $\zeta_{об}$  и прямом  $\zeta_{пр}$  направлениях при одинаковой потере напора [1]. Это отношение называется диодностью по сопротивлению и обозначается  $D$ :

$$D = \frac{\zeta_{об}}{\zeta_{пр}} \quad (1)$$

Исходя из вышеизложенного, следует, что устранить отрицательное воздействие клапанов на работу поршневого насоса можно заменив их гидродиодами, хотя их применение вносит определенные особенности в рабочий процесс. Задачей исследования являлось определение важнейших параметров гидромашины и ее расходно-напорной характеристики.

Принципиальная схема поршневого насоса с гидродиодами представлена на рисунке 1, где приводимый с помощью шатуна 7 и кривошипа 6, поршень 5 совершает возвратно-поступательное движение в центральном отводе тройника, соединенного с входным 1 и выходным 2 успокоителем трубками 3 и 4. Последние снабжены гидравлическими диодами 8 и 9.

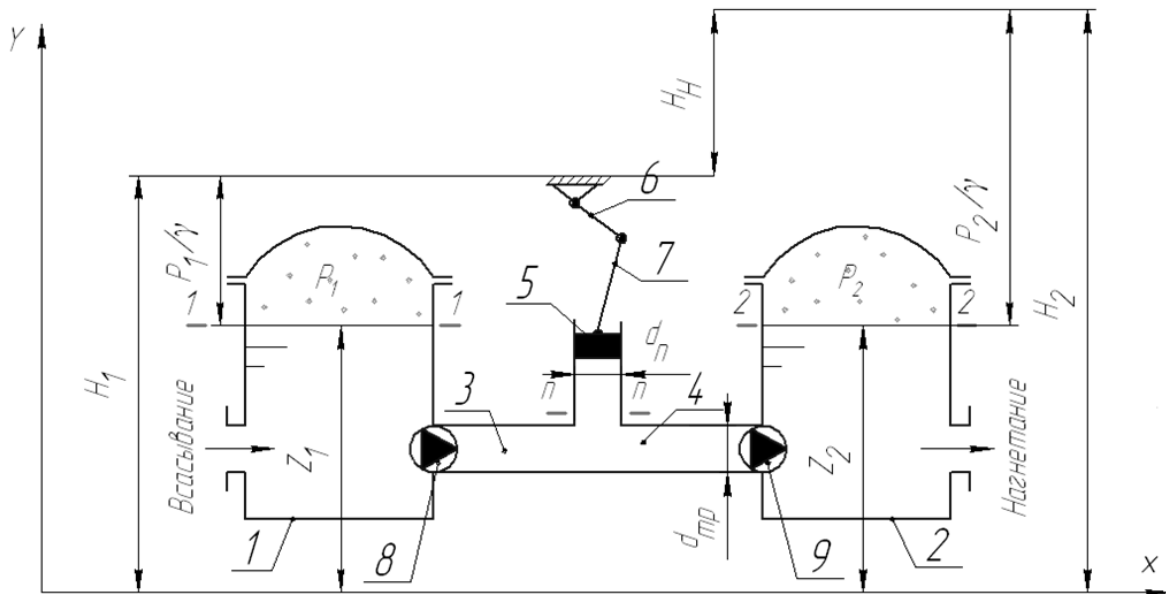


Рис. 1. Принципиальная схема бесклапанного поршневого насоса

Течение жидкости в проточной части насоса является сложным. С одной стороны, оно инициируется возвратно-поступательным движением поршня, а с другой – перетоком жидкости из напорного успокоителя во всасывающий под действием перепада напоров (давлений) в успокоителях. Поэтому расчетная модель строилась следующим образом: во-первых, сложное течение жидкости в проточной части насоса представлялось как сумма двух простых: обусловленного гармоническим движением поршня и перепадом напоров; во-вторых, для каждого из этих течений рассчитывалось изменение скорости движения жидкости во времени за цикл; в-третьих, кинематика сложного течения за цикл находилась, суммированием скоростей потоков составляющих простые движения. При этом жидкость полагалась несжимаемой, вместимость каждого успокоителя достаточно большой, чтобы считать давления в них постоянными, диаметры всасывающего и нагнетательного патрубков 3

и 4 равными, гидравлические диоды 8 и 9, установленные во всасывающем и нагнетательном патрубках, одинаковыми. При записи математической модели принималось направление движения жидкости слева направо и снизу вверх положительным.

Рассмотрим течение, обусловленное возвратно-поступательным движением поршня по гармоническому закону. Запишем уравнения перемещения поршня и неразрывности течения жидкости в тройнике:

$$x_{\text{п}} = r(1 - \cos(\omega t)) \quad (2)$$

$$Q_{\text{п}} = Q_1 + Q_2, \quad (3)$$

где  $r$  – радиус кривошипа;  $\omega$  – угловая скорость вращения кривошипа;  $Q_1$  и  $Q_2$  – расходы жидкости во всасывающем и напорном патрубках.

Течение жидкости в тройнике является циклическим с периодом цикла  $T=2\pi/\omega$ . Каждый цикл состоит из фазы всасывания:  $0 \leq t \leq T/2$  и фазы нагнетания:  $T/2 < t < T$  (рис. 2).

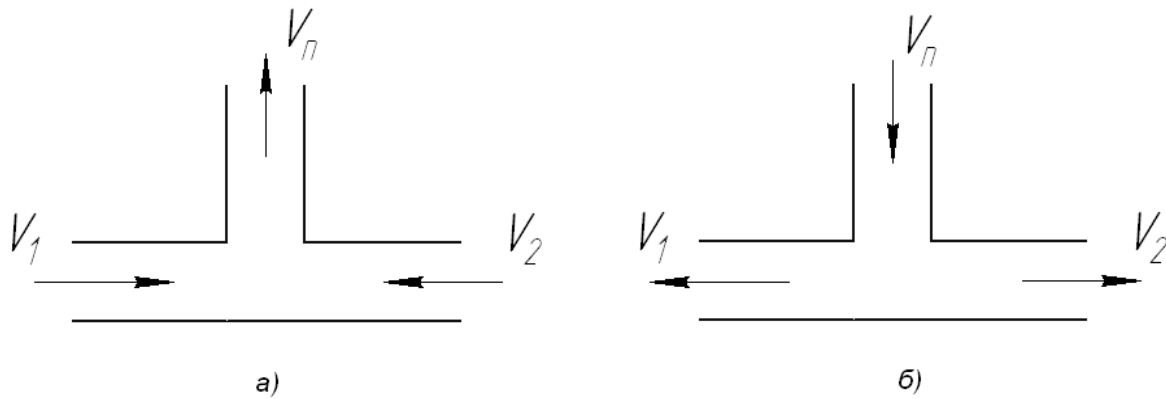


Рис. 2. Схема течения жидкости в тройнике:  
а) в фазу всасывания; б) в фазу нагнетания

Течение жидкости в тройнике в фазу всасывания описывается уравнениями Бернулли для потоков из всасывающего и напорного успокоителей в тройник (рис. 1 и рис. 2, а):

$$p_1 = p_n + \zeta_{\text{пр}} \frac{\rho v_1^2}{2}; \quad (4)$$

$$p_2 = p_n + \zeta_{\text{пр}} D \frac{\rho v_2^2}{2}, \quad (5)$$

где  $p_1$ ,  $p_2$  и  $p_n$  – давление во всасывающем, напорном успокоителях и в центральном отводе тройника;  $v_1$  и  $v_2$  – скорости движения жидкости во всасы-

вающем и напорном патрубках;  $\zeta_{\text{пр}}$  – коэффициент сопротивления гидравлического диода при прямом течении.

Решая уравнения (1)–(5) совместно, получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу всасывания:

$$v_2 = \frac{v_{\text{п}} \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{тр}}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1},$$

где  $v_{\text{п}}$  – скорость движения поршня;  $d_{\text{п}}$  и  $d_{\text{тр}}$  – диаметр поршня и патрубка.

Течение жидкости в тройнике в фазу нагнетания также описывается уравнениями Бернулли, но для потоков из тройника во всасывающий и напорный успокоители (рис. 1 и рис. 2, б):

$$p_1 = p_{\text{п}} + \zeta_{\text{пр}} D \frac{\rho v_1^2}{2}; \quad (6)$$

$$p_2 = p_{\text{п}} + \zeta_{\text{пр}} \frac{\rho v_2^2}{2}. \quad (7)$$

Решая уравнения (1)–(3), (6) и (7) совместно, получаем выражение для скорости движения жидкости в напорном патрубке в фазу нагнетания:

$$v_2 = \frac{2v_{\text{п}} \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{тр}}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1}.$$

Скорость движения жидкости напорном патрубке, обусловленного исключительно перепадом напоров (давлений) в успокоителях определяется по формуле:

$$v_2 = \sqrt{\frac{p_2 - p_1}{\rho \zeta_{\text{пр}} D}},$$

которая выведена из уравнения Бернулли для потока между сечениями 2 – 2 и 1 – 1 (рис. 1).

Скорости исходного движения жидкости в напорном патрубке  $v_2$  в фазу всасывания и нагнетания определим суммируя с учетом знаков скорости составляющих движений. В фазу всасывания:

$$v_2 = - \frac{\omega r \cdot \sin(\omega t) \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{тр}}^2} (\sqrt{D} - 1)}{D - 1} - \sqrt{\frac{p_2 - p_1}{\rho \zeta_{\text{пр}} D}}, \quad (8)$$

а в фазу нагнетания:

$$v_2 = - \frac{\omega r \cdot \sin(\omega t) \frac{d_{\text{п}}^2}{d_{\text{тр}}^2} (D + \sqrt{D})}{D - 1} - \sqrt{\frac{p_2 - p_1}{\rho \zeta_{\text{пр}} D}}, \quad (9)$$

Изменение скорости  $v_2$  за цикл проиллюстрировано на рисунке 3 при  $d_{\text{п}}=0,08$  м,  $d_{\text{тр}}=0,04$  м,  $r=0,01$  м,  $D=40$ ,  $\zeta_{\text{пр}}=1$ ,  $n=2000$  об/мин,  $p_2-p_1=10^5$  Па. Видно, что обратный ток жидкости ( $v_2 < 0$ ) в фазу всасывания меньше, чем прямой ток ( $v_2 > 0$ ) в фазу нагнетания. Следовательно, подача жидкости в напорный успокоитель будет положительной.

Подача насоса определяется отношением объема жидкости  $W$ , поступившего в напорный успокоитель за цикл, к продолжительности цикла  $T$ :

$$Q_{\text{н}} = \frac{W}{T} = \frac{\pi d_{\text{тр}}^2}{4T} \int_0^T v_2 dt. \quad (10)$$

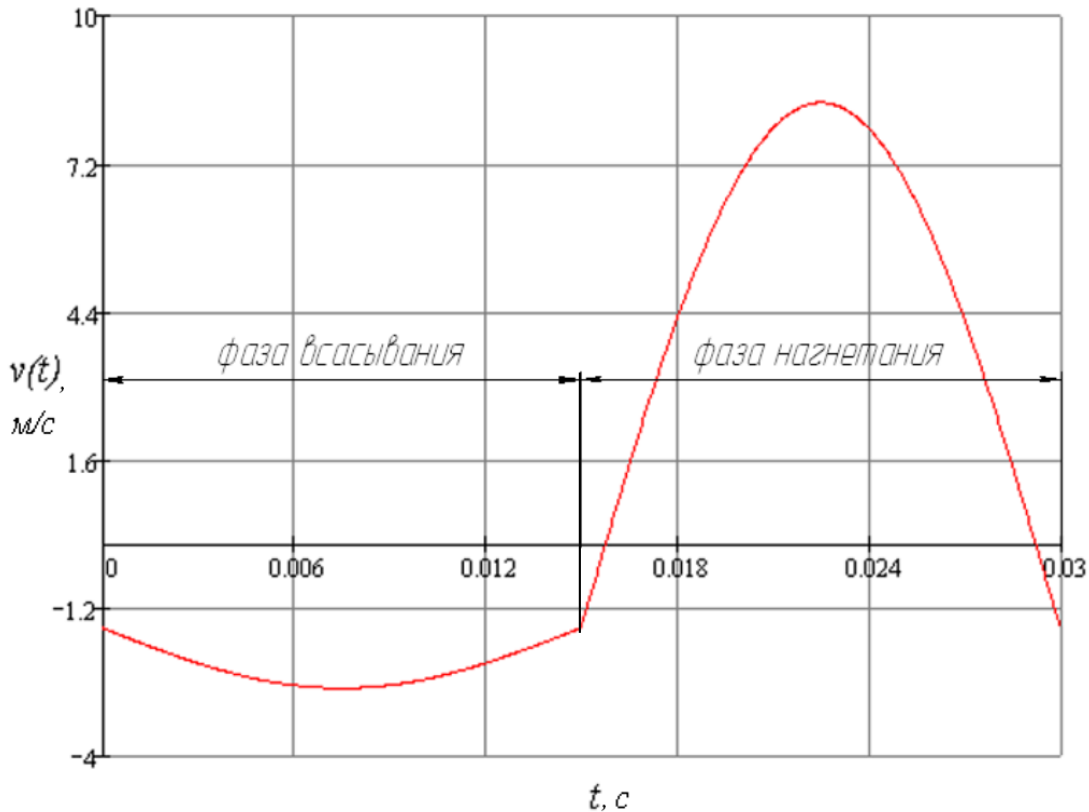


Рис. 3. Изменение скорости движения жидкости в напорном патрубке за цикл

Подставив в уравнение (10) формулы (8) и (9) и проинтегрировав, получаем выражение расходно-напорной характеристики бесклапанного поршневого насоса с гидродиодами:

$$Q_n = \frac{\pi d_{тр}^2}{4} \left( \frac{2r \frac{d_n^2}{d_{тр}^2} [D+1]}{[D-1]T} - \sqrt{\frac{p_2 - p_1}{\rho \zeta_{пр} D}} \right). \quad (11)$$

Анализ формулы (11) показывает, что расходно-напорная характеристика зависит от периода цикла  $T$ , отношения диаметров поршня и патрубка, диодности  $D$  и прямого сопротивления  $\zeta_{пр}$  гидродиода, площади патрубка, радиуса кривошипа  $r$  и плотности перекачиваемой жидкости  $\rho$ .

На рисунке 4 приведены расходно-напорные характеристики насоса с размерами  $d_n=0,08$  м,  $d_{тр}=0,04$  м,  $r=0,01$  м при нескольких значениях частоты вращения кривошипа и диодности по сопротивлению гидродиодов (линии 4–10). Здесь же приведены идеальные (то есть без учета утечек) характеристики поршневого насоса с клапанным распределением (линии 1–3).

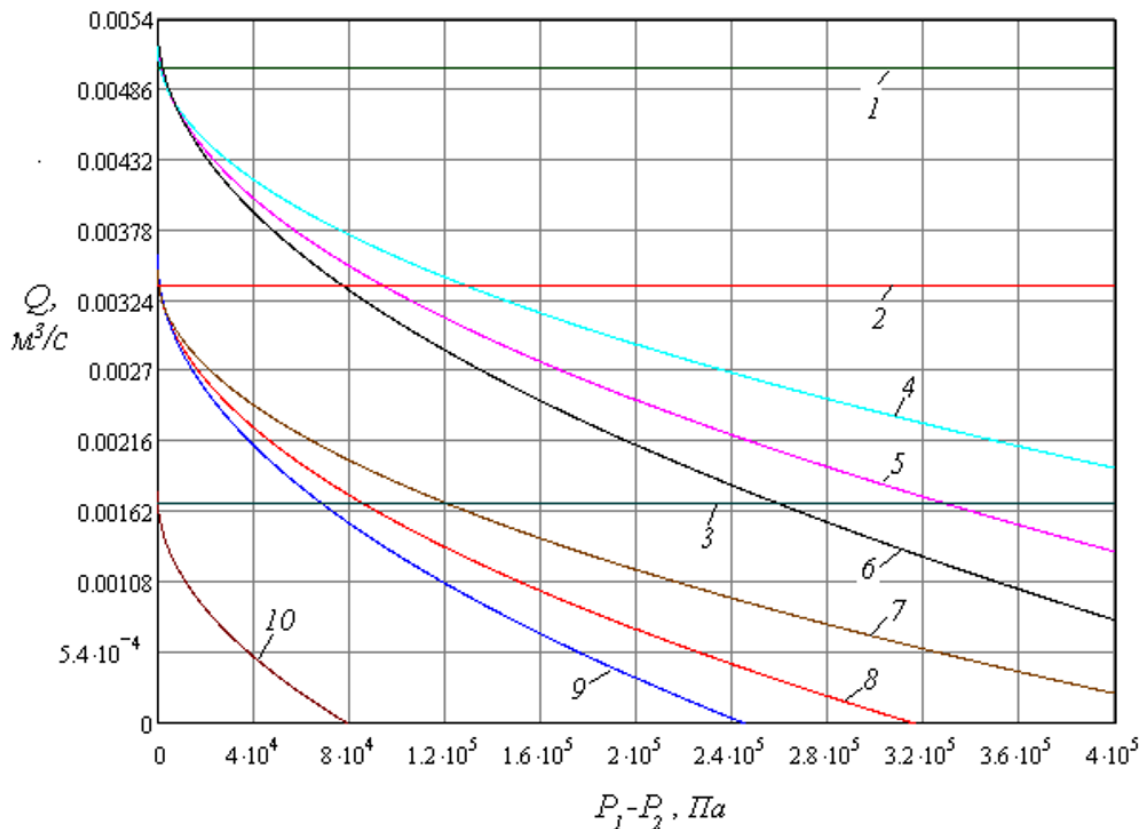


Рис. 4. Характеристика бесклапанного поршневого насоса с гидродиодами: 1 –  $n=3000$  об/мин; 2 –  $n=2000$  об/мин; 3 –  $n=1000$  об/мин; 4 –  $D=60$ ,  $n=3000$  об/мин; 5 –  $D=40$ ,  $n=3000$  об/мин; 6 –  $D=30$ ,  $n=3000$  об/мин; 7 –  $D=60$ ,  $n=2000$  об/мин; 8 –  $D=40$ ,  $n=2000$  об/мин; 9 –  $D=30$ ,  $n=2000$  об/мин; 10 –  $D=40$ ,  $n=1000$  об/мин

Сопоставление кривых на рис. 3 и 4 позволяет сделать следующие выводы:

1. Поршневой насос с гидравлическими диодами работоспособен, то есть при определенном наборе параметров он обеспечивает нагнетание жидкости в напорный трубопровод.

2. В отличие от подачи классического поршневого насоса, подача насоса с гидравлическими диодами существенно зависит от перепада давлений. С его увеличением, подача уменьшается.

3. Основными параметрами, влияющими на расходно-напорную характеристику насоса с заданными размерами, являются диодность по сопротивлению гидродиодов и частота вращения кривошипа. С их увеличением, характеристика улучшается, то есть при одном и том же перепаде давлений, подача насоса увеличивается.

#### Библиографический список

1. Лебедев, И.В. Элементы струйной автоматики / И.В. Лебедев, С.Л. Трескунов, В.С. Яковенко. – М.: Машиностроение, 1973. – 360с.

[К содержанию](#)

УДК 621.22.(07)

### **ПОВЫШЕНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ИГОЛЬЧАТЫХ ПОДШИПНИКОВ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА**

*Ф.М. Назаров, Д.Р. Нигматулин, В.И. Барышев*

По результатам производственной практики проведено исследование причин выхода из строя ряда объемных насосов, а также характера разрушения некоторых их узлов. Проведен сравнительный анализ условий работы игольчатых подшипников в шестеренных и поршневых гидромашинах, рассмотрены методики расчета количества смазки, необходимого для повышения работоспособности узла. На основе полученных расчетных данных предложена конструкция системы принудительной прокачки подшипника маслом.

Ключевые слова: износ; объёмный насос; гидропривод; охлаждение; работоспособность; подшипник.

Практика показала, что игольчатые подшипники, в виду таких своих качеств, как малые радиальные габариты, высокая несущая способность и способность работать в широком диапазоне температур и скоростей, применяются в объёмных гидромашинах различных типов, но более всего в опорах шестеренных и клапанных поршневых эксцентриковых. Для максимальной реализации этих свойств создатели и изготовители гидромашин обычно проек-