

УДК 622.276.53

## ВИБРОИЗОЛЯЦИЯ СЕДЛА КЛАПАНА БУРОВОГО НАСОСА

Абдюкова Р.Я.

Уфимский государственный нефтяной технический университет, г. Уфа

**Аннотация.** В статье рассматривается проблема виброизоляции клапана бурового насоса. Предложено между седлом клапана и корпусом бурового насоса установить эластичный элемент. Проведенные расчеты показали, что применение эластичного элемента приведет к многократному (в десятки раз) снижению ударных усилий, передаваемых на корпус насоса. Установлено, что на величину усилий, передающихся на корпус насоса, и их частот при посадке тарели на седло в основном влияет значение модуля Юнга эластичного элемента и его высота. При этом снижение частоты усилий, передающихся на корпус бурового насоса при посадке тарели из-за применения эластичного элемента, не приводит к резонансным явлениям в насосе.

**Ключевые слова:** клапан бурового насоса, виброизоляция, стендовые испытания насоса, собственные частоты, резонанс

В настоящее время задача увеличения срока службы клапанов буровых насосных установок до 200 - 300 часов остается не решенной. В мировой практике применяются самые различные конструкции клапанов буровых насосов (рис. 1).

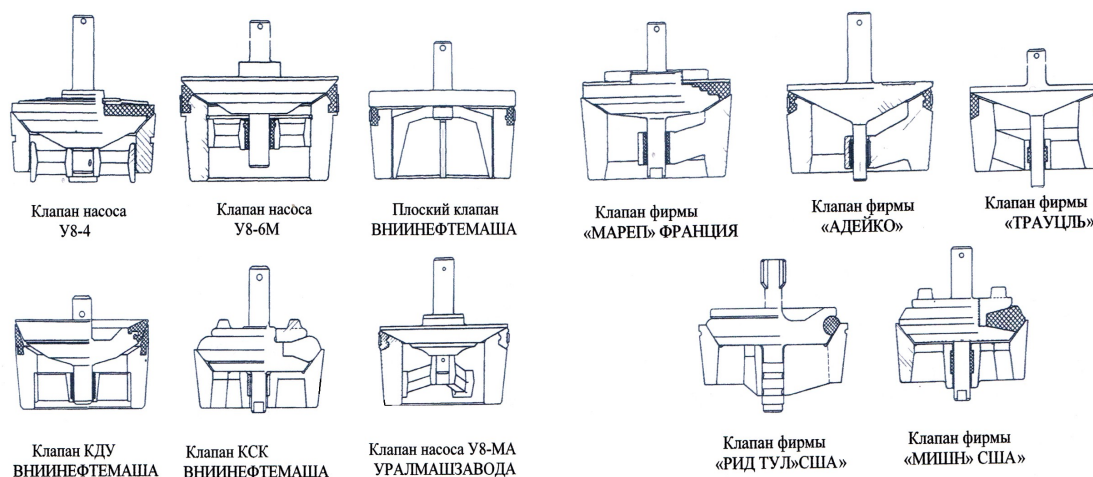


Рис. 1 - Конструкции клапанов отечественного и зарубежного производства

Автором предлагается новая конструкция клапана бурового насоса (рис. 2).

Существенным отличием данной конструкции является то, что представленная форма уплотнительного элемента обеспечивает улучшенную посадку.

Для исследования работы клапанов буровых насосов был разработан лабораторный стенд с измерительной системой [1]. В основу конструкции стенда был выбран буровой насос УМГ<sub>р</sub> (рис. 3).

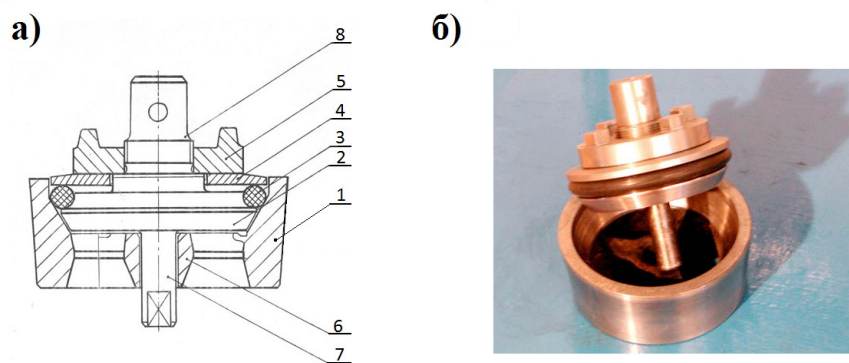


Рис. 2. Разработанный автором клапан:

а) схема клапана:

- 1 – седло; 2 – тарель; 3 – уплотнительное кольцо;  
 4 – прижимная втулка; 5 – упорная гайка; 6 – крестовина;  
 7 – хвостовик; 8 – ограничитель подъема;

б) в сборе

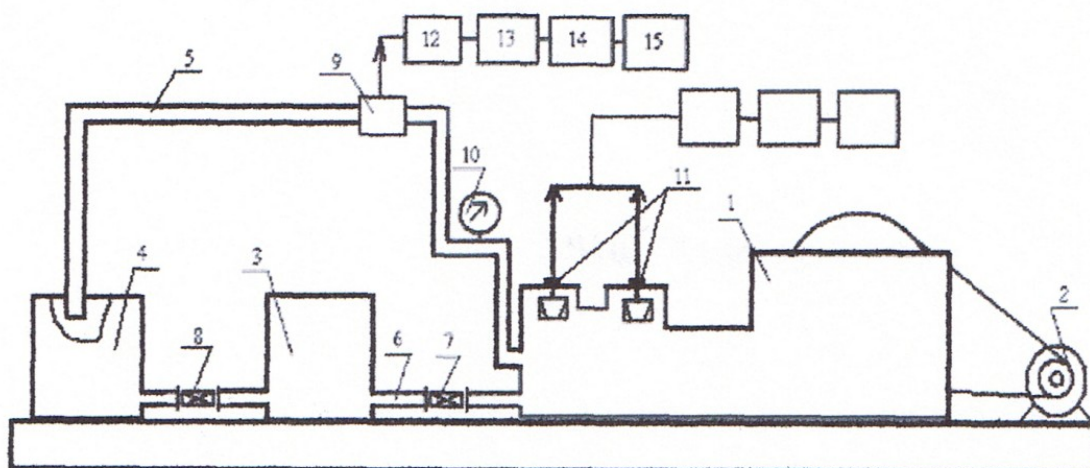


Рис. 3. Лабораторный стенд:

- 1 – буровой насос; 2 – электродвигатель;  
 3, 4 – рабочие емкости; 5 – нагнетательная линия;  
 6 – всасывающая линия; 7, 8 – задвижки;  
 9 – датчик давления; 10 – манометр; 11 – вибродатчик;  
 12 – осциллограф PCS64i; 13 – блок питания для датчика давления;  
 14 – компьютер; 15 – цифровой регистратор

Для записей виброперемещения, виброскорости, виброускорения тарелей и фиксации возможных стуков их о седло клапана использовался вибродатчик 13К-310 А, который устанавливался на клапанной коробке. Датчик давления ПД МТ-10 использовался для изучения пульсации жидкости на нагнетательной

(выкидной) линии трубопровода. В качестве регистрирующих устройств для измерения вибрации использовался цифровой осциллограф PCS64i и цифровой регистратор «Корсар».

Динамические исследования проводились с целью изучения общих закономерностей и особенностей работы клапанов насоса при изменении подачи, давления и для изучения конструктивных параметров клапанов.

Измерения производились при различных режимах работы насоса. Изменение режима работы насоса происходило за счет изменения нагрузки. Изменение нагрузки обеспечивалось за счет уменьшения диаметра отверстия, путем установки сменных втулок на выкидной линии трубопровода.

Моделировались следующие режимы работы:

- без нагрузки;
- с нагрузкой при диаметре втулки 25 мм;
- с нагрузкой при диаметре втулки 20мм.

Последовательность действий при проведении исследований была следующей:

1. произвести снятие показаний датчика давления и вибродатчика при различных режимах работы;
2. произвести обработку сигналов;
3. заменить первые два клапана одного цилиндра (всасывающий и нагнетательный);
4. произвести снятие показаний датчика давления и вибротатчика;
5. произвести обработку сигналов;
6. произвести сравнение по результатам обработки и сделать соответствующий вывод.

По проведенным измерениям были получены записи по давлению и вибрации. Полученные сигналы обрабатывались специальной программой «Атлант» на персональном компьютере.

По вибрации исходными данными являются записи перемещения клапанов. Выявлено, что диапазон виброускорений с серийными клапанами составляет 0 - 120 Гц (рис. 4). Диапазон виброускорений с новыми клапанами увеличился почти в четыре раза (450 - 500 Гц, рис. 5; величины получены визуальным измерением по диаграммам на рис. 4, 5). Из-за появления высоких частот колебаний при посадке тарели клапана на седло можно сделать вывод, что это происходит из-за удара металла о металл, т.е происходит более качественная посадка тарели на седло, что в конечном счете способствует увеличению подачи из-за уменьшения утечек при каждом закрытии клапана.

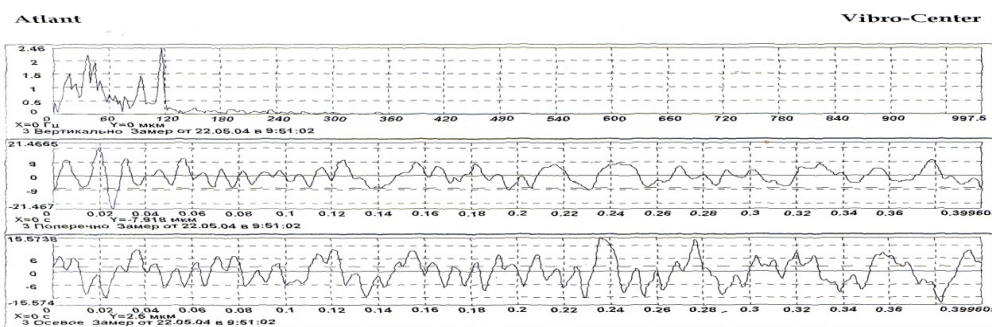


Рис. 4. Замер с серийными клапанами

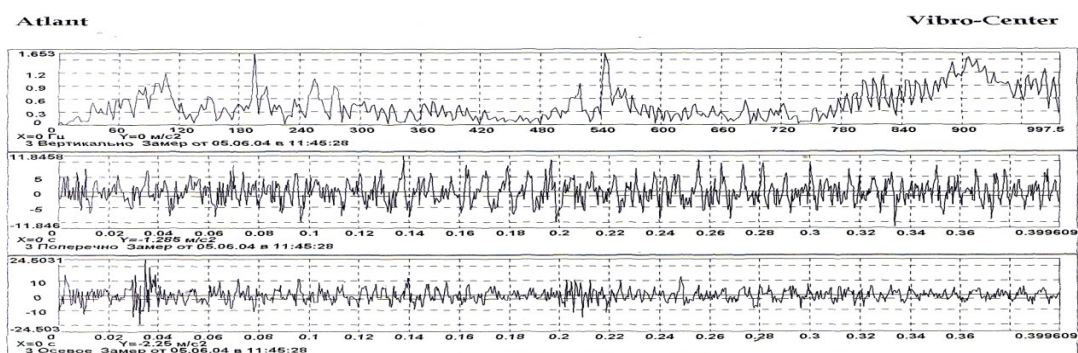


Рис. 5. Замер с новыми клапанами

Колебания после посадки тарели на седло передаются на корпус насоса. Можно считать, что эти колебания играют роль вынуждающей силы, действующей на элементы бурового насоса. С этой точки зрения существует вероятность возникновения резонанса.

Известно, что условием отсутствия резонанса является то, что частота вынуждающей силы должна быть как минимум в четыре раза выше максимальной частоты собственных колебаний любого элемента бурового насоса. Как видно из рис. 6, самые высокие основные собственные частоты насоса составляют примерно 25 - 38 Гц, т. е. частоты усилий передающихся на корпус насоса через эластичный элемент должны быть не менее 100 - 150 Гц. Следовательно, новые клапана удовлетворяют данному условию отсутствия резонанса:

$$(450 - 500) \text{ Гц} > 4 \cdot (25 - 38) \text{ Гц} .$$

С другой стороны, ударные силы велики по определению. Их действие может привести к усталостному разрушению некоторых деталей бурового насоса.

Для определения максимальных усилий, передающихся на корпус насоса, и их частот колебаний после удара, проведено моделирование удара тарели клапана бурового насоса при ее посадке на седло заменой тарели и седла эквивалентными стержнями круглого сечения.

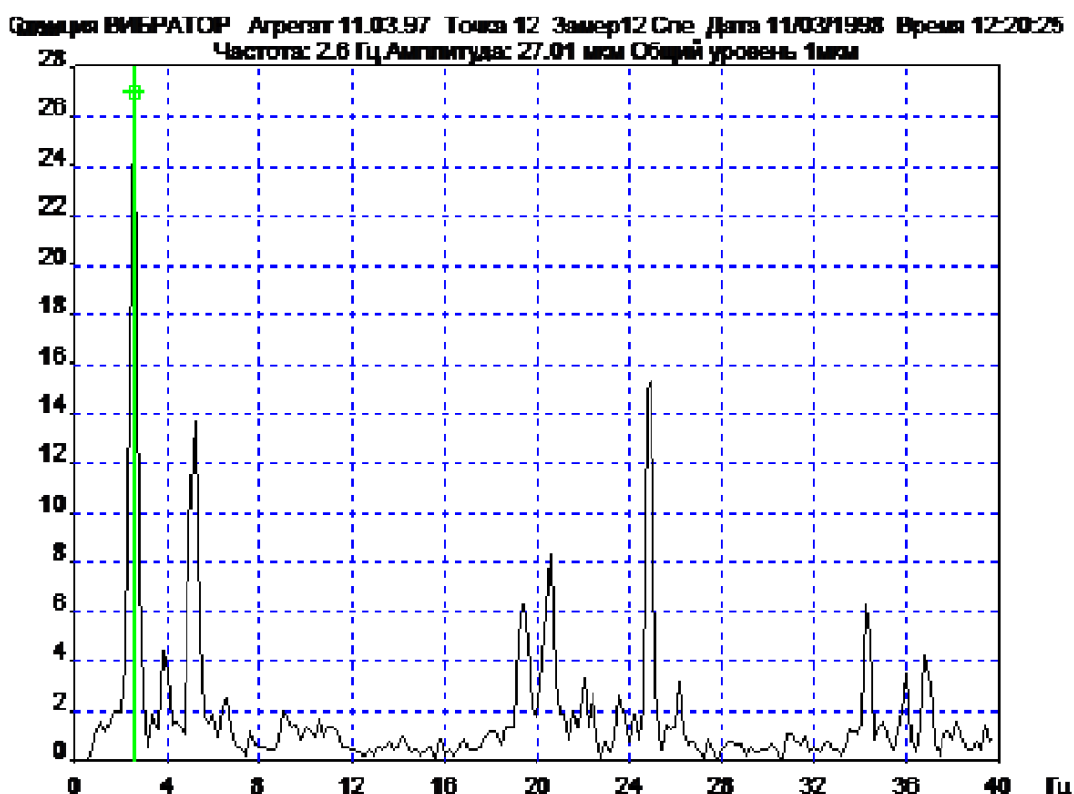


Рис. 6. Спектр основных частот бурового насоса

Тарель и седло, массами  $m_{01}$  и  $m_{02}$  соответственно, заменены двумя объектами, массами  $m_1$  (седла) и  $m_2$  (тарели), соединенными невесомыми пружинами (коэффициенты жесткости:  $c_1$  – тарели;  $c_2$  – седла). Принято, что  $m_1 = m_{01}/3$ ;  $m_2 = m_{02}/3$  [2].

Дифференциальные уравнения, описывающие движение рассматриваемых масс после удара следующие:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot x_1'' &= -c_1 \cdot (x_1 - x_2) - \mu \cdot (x_1' - x_2'), \\ (m_1 + m_2) \cdot x_2'' &= -c_2 \cdot x_2 + c_1 \cdot (x_1 - x_2) - \mu \cdot x_2' + \mu \cdot (x_1' - x_2'), \end{aligned} \quad (1)$$

где  $x_1, x_2$  – координаты объектов, массами  $m_1$  и  $m_2$  соответственно;  $x_1', x_2'$  – их скорости;  $\mu$  – коэффициент сопротивления.

Начальные условия системы дифференциальных уравнений (1) следующие:  $x_{10} = x_{20} = 0, x_{10}' = V_0; x_{20}' = V_* = m_1 \cdot V_0 / (m_1 + m_2)$ . Скорость  $V_*$  определена из условия сохранения импульса:  $m_1 \cdot V_0 = (m_1 + m_2) \cdot V_*; V_* = m_1 \cdot V_0 / (m_1 + m_2)$ .

Коэффициенты жесткости  $c_1, c_2$  определялись в первом приближении следующей формулой [3]:

$$c \approx E \cdot S / l, \quad (2)$$

где  $E$  – модуль упругости Юнга соответствующего стержня;  $S$  – площадь поперечного сечения стержня;  $l$  – длина стержня.

Массы  $m_1, m_2$  определялись по следующей формуле:

$$m = S \cdot l \cdot \rho / 3, \quad (3)$$

где  $\rho$  – плотность соответствующего стержня;

$S$  – площадь поперечного сечения соответствующего стержня;

$l$  – длина соответствующего стержня.

Принимая материалы тарели и седла одинаковыми (сталь), при равных площадях поперечного сечения  $S$  стержней I, II отношения коэффициентов жесткости равны  $c_1/c_2 = l_2/l_1 = n$ ; отношения масс:  $m_2/m_1 = l_2/l_1 = n$ .

На рис. 7 представлены зависимости максимальных усилий передаваемых на корпус ( $F = c_2 \cdot x_2$ ) в зависимости от коэффициента  $n$ .

Величины реальных ударных сил, передающихся на корпус бурового насоса могут отличаться от полученных (рис. 7), но порядок этих величин все равно составляет несколько тысяч Ньютон (сотни кгс).

Для снижения величин максимальных усилий, передающихся на корпус насоса, предложено установить между седлом и корпусом насоса эластичный элемент. Этот элемент, с одной стороны, работает как пружина, уменьшая величину усилий, передающихся на корпус насоса; с другой стороны, в этом элементе происходит демпфирование колебаний, т.е. необходимо подобрать такие материалы для эластичного элемента, чтобы выполнялись два условия: эффективная виброизоляция и эффективное демпфирование удара. Кроме того, частота колебаний после посадки тарели на седло должна быть достаточно высокой, чтобы быть минимум в четыре раза больше максимальной частоты собственных колебаний любого элемента бурового насоса (при введении эластичного элемента жесткость седла, в целом, уменьшается, что ведет к снижению частоты колебаний после посадки тарели на седло).

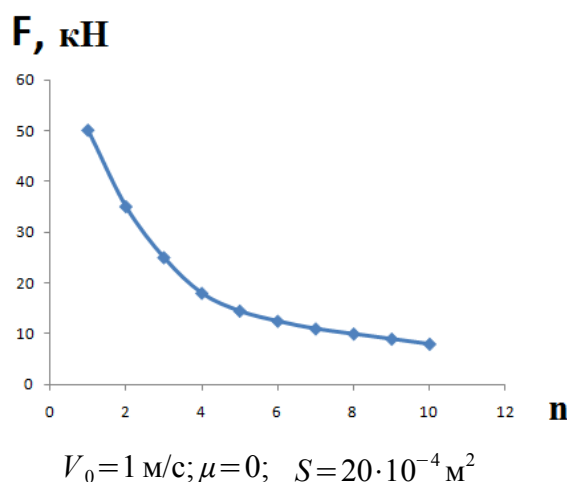


Рис. 7. Зависимости максимальных усилий, передаваемых на корпус насоса, от коэффициента  $n$

На рис. 8а показано расположение эластичного элемента, предназначенного для уменьшения максимальных величин усилий, передающихся на корпус насоса, между седлом и корпусом насоса.

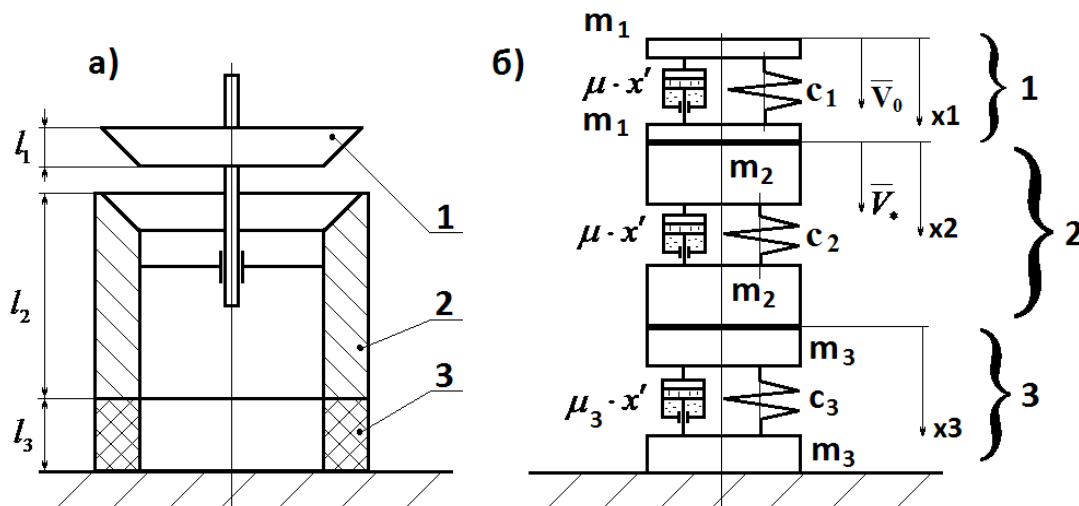


Рис. 8. Моделирование удара тарели бурового клапана о седло с использованием эластичного элемента между седлом и корпусом бурового насоса:

1 – тарель; 2 – седло; 3 – эластичный элемент

Эластичный элемент рассматриваем так же, как две массы  $m_3$ , соединенные невесомой пружиной жесткостью  $c_3$  (рис. 8б).

Запишем величину коэффициента жесткости  $c_3$  через коэффициент жесткости  $c_1$ . Учитывая формулу (2), можно записать:  $c_1/c_3 = E_1 \cdot S \cdot l_3 / (l_1 \cdot E_3 \cdot S)$ , или  $c_3 = c_1 / ((l_3/l_1) \cdot (E_1/E_3))$ , где  $l_3$  – длина эластичного элемента (рис. 8а);  $E_3$  – модуль упругости Юнга для материала эластичного элемента. Пусть  $n2 = l_3/l_1$  – коэффициент, показывающий во сколько раз длина эластичного элемента больше длины тарели. Окончательно запишем:  $c_3 = c_1 / (n2 \cdot (E_1/E_3))$ .

Аналогично запишем величину массы  $m_3$  через массу  $m_1$ . Учитывая формулу (3), имеем:  $m_1/m_3 = S \cdot l_1 \cdot \rho_1 \cdot 3 / (3 \cdot S \cdot l_3 \cdot \rho_3)$ , где  $\rho_3$  – плотность материала эластичного элемента. Тогда:  $m_3 = m_1 \cdot [(l_1/l_3) \cdot (\rho_1/\rho_3)] = m_1 \cdot n2 \cdot \rho_3 / \rho_1$ .

Движение системы с тремя степенями свободы, изображенной на рис. 8б, описывается системой трех дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} m_1 \cdot x_1'' &= -c_1 \cdot (x_1 - x_2) - \mu \cdot (x_1' - x_2') \\ (n \cdot m_1 + m_1) \cdot x_2'' &= -(c_1/n) \cdot (x_2 - x_3) + c_1 \cdot (x_1 - x_2) - \mu \cdot (x_2' - x_3') + \mu \cdot (x_1' - x_2') \\ (n2 \cdot m_1 / (\rho_1/\rho_3) + n \cdot m_1) \cdot x_3'' &= -(c_1 / (n2 \cdot (E_1/E_3))) \cdot x_3 + (c_1/n) \cdot (x_2 - x_3) - \mu_3 \cdot x_3' + \mu \cdot (x_2' - x_3'), \end{aligned} \quad (4)$$

где  $\mu_3$  – коэффициент сопротивления для материала эластичного элемента ( $\mu_3 \gg \mu$ , рис. 8б).

Рассмотрим, для примера, в качестве материала эластичного материала текстолит. Для этого материала имеем следующие значения модуля упругости Юнга и плотности [4]:  $E_3=9\cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$ ;  $\rho_3=1,15 \text{ кг/м}^3$ . Тогда

$$E_1/E_3=2,1\cdot 10^{11}/(9\cdot 10^9)=23,33 ; \rho_1/\rho_3\approx 7,8/1,15=6,78 .$$

На рис. 9 представлены зависимости усилий, передающихся на корпус насоса. Зависимости 1 (без изолирующего элемента) получены решением системы дифференциальных уравнений (1); зависимости 2 (с изолирующим элементом) - решением системы дифференциальных уравнений (4). Решение осуществлялось численно, в пакете «Математика 7» ( $\mu=\mu_3=0$ ). Как видно из рис. 9 применение эластичного элемента из текстолита между седлом и корпусом насоса привело к уменьшению в несколько раз величин усилий, передаваемых на корпус бурового насоса, при этом частота колебаний уменьшается ( $T_1, T_2$  – рис. 9).

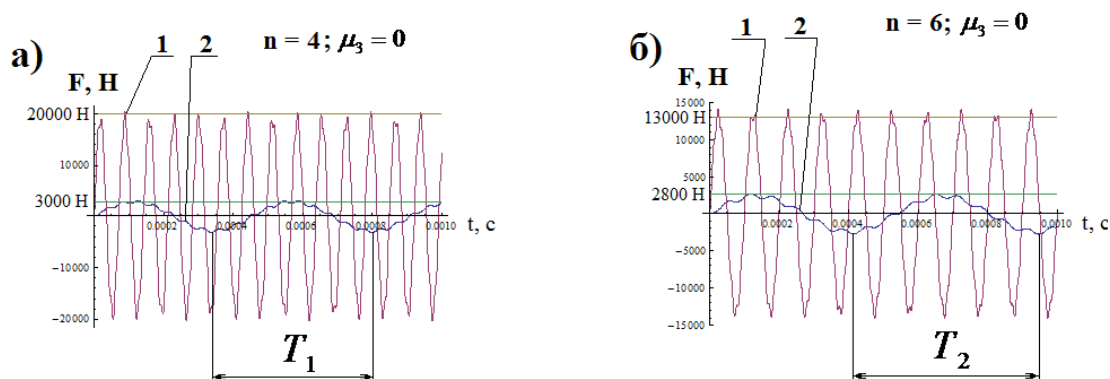


Рисунок 9 – Усилия, передающиеся на корпус насоса в зависимости от времени при различных значениях коэффициента  $n$  ( $n_2 = 4$ ;  $\mu=\mu_3=0$ ;  $V_0=1 \text{ м/с}$ ):  
 1 – без изолирующего элемента; 2 – с изолирующим элементом

Частота колебаний после установки эластичного элемента определялась по формуле:  $\omega = \frac{1}{T}$ . Для случая на рис. 9:  $T_1 \approx 0,00046 \text{ с}$ ;  $T_2 \approx 0,00053 \text{ с}$ , тогда

$$\omega_1 = \frac{1}{0,00046} \approx 2174 \text{ Гц}; \omega_2 = \frac{1}{0,00053} \approx 1887 \text{ Гц} .$$

Величины этих частот удовлетворяют условию отсутствия резонанса, приведенному выше.

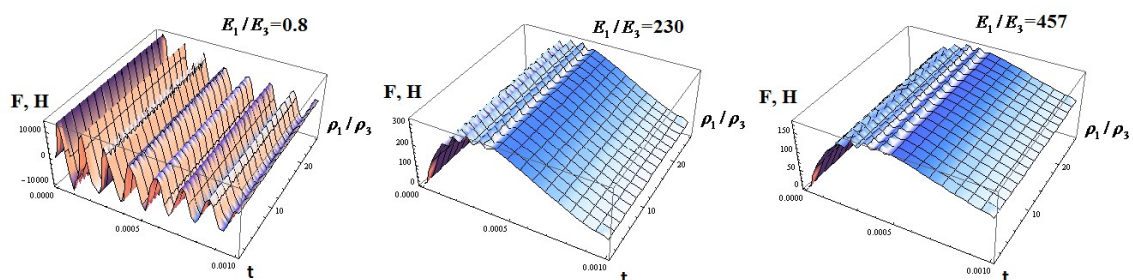
В табл. 1 приведены различные материалы (с указанием отношений  $E_1/E_3$  и  $\rho_1/\rho_3$ ), из которых может быть выполнен эластичный элемент. Диапазон изменения отношений  $E_1/E_3$  и  $\rho_1/\rho_3$  для рассмотренных материалов следующий:  $E_1/E_3$  – от 0,84 до 456,52;  $\rho_1/\rho_3$  – от 0,86 до 26

Таблица 1

Материал	$E_3$ , МПа ( $\cdot 10^5$ )	$\rho_3$ , кг/м <sup>3</sup> ( $\cdot 10^3$ )	$E_1/E_3$	$\rho_1/\rho_3$
1	2	3	4	5
Медь техническая	1,08 - 1,3	8,96	1,94 - 1,61	0,88
Чугун: серый	0,78 - 1,47	7,0 - 7,2	2,69 - 1,43	1,11 - 1,08
модифицированный	1,2 - 1,6	7,6 - 7,8	1,75 - 1,31	1,03 - 1
Бронза: оловянная	0,74 - 1,22	7,5	2,84 - 1,72	1,04
безоловянная	1,02 - 1,2	9,1	2,06 - 1,75	0,86
Латунь алюминиевая	0,98 - 1,08	8,2 - 8,8	2,14 - 1,94	0,95 - 0,99
Алюминиевые сплавы	0,69 - 1,71	2,6 - 2,9	3,04 - 1,23	03.02.69
Магниевые сплавы	0,40 - 0,44	1,70 - 1,76	5,25 - 4,77	4,59 - 4,43
Никель технический	2,50	8,91	0,84	0,87
Цинк технический	0,78	7,13	2,69	1,09
Гетинакс	0,098 - 0,171	1,2 - 1,4	21,43 - 12,28	6,5 - 5,57
Винипласт листовой	0,039	1,38 - 1,45	53,83	5,65 - 5,38
Органическое стекло	0,028 - 0,043	1,18	75	6,61
Целлулоид	0,0147 - 0,0245	1,400	142,9 - 85,7	5,57
Каучук	0,007	0,9	300	8,67
Стеклопласт	0,34	1,65 - 1,78	6,18	4,73 - 4,38
Фторопласт 4	0,005 - 0,008	2,1 - 2,3	456,5 - 253,0	3,71 - 3,39
Текстолит (ПТ, ПТК, ПТ - 1)	0,059 - 0,098	1,25 - 1,45	35,59 - 21,43	6,24 - 5,38

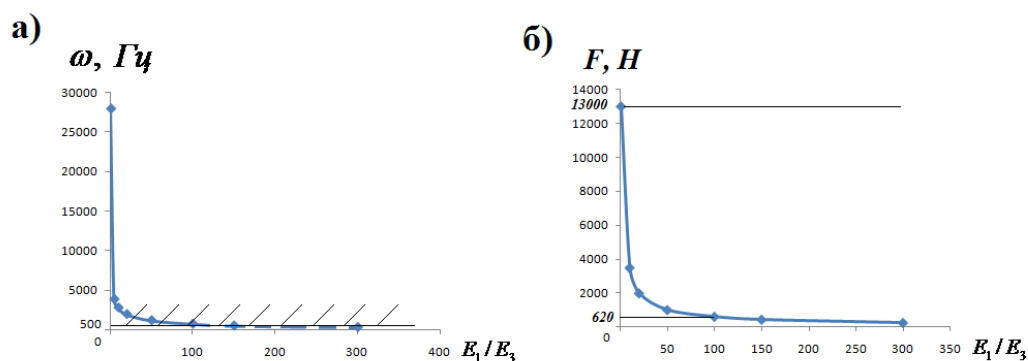
На рис. 10 представлены зависимости усилий, передающихся на корпус насоса при наличии эластичного элемента в зависимости от времени и отношений  $\rho_1/\rho_3$  при различных значениях  $E_1/E_3$ . Как видно из этих зависимостей, отношение  $\rho_1/\rho_3$  практически не влияет на величину передаваемых усилий. Отношение  $E_1/E_3$ , наоборот существенно влияет на передаваемые усилия.

На рис. 11 представлены зависимости частот колебаний, возникающих в эластичном элементе после посадки тарели на седло и максимальных усилий, передаваемых на корпус насоса от отношения  $E_1/E_3$ . Начиная, примерно, с величины  $E_1/E_3 \approx 100$  колебания «пропадают» – начинается аperiодическое движение (при данном значении коэффициента  $\mu_3$ ).



$$\mu_3 = 10000 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}; \mu = \mu_3/100; V_0 = 1 \text{ м}/\text{с}$$

Рис. 10. Зависимости усилий, передающихся на корпус насоса при наличии эластичного элемента в зависимости от времени и отношений  $\rho_1/\rho_3$  (0,86 - 26) при различных значениях  $E_1/E_3$  (0,84 - 456,52)

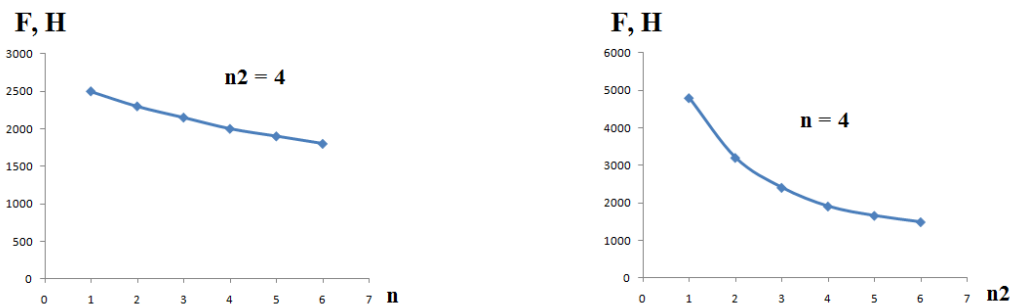


$$\rho_1/\rho_3 = 10; \mu_3 = 10000 \text{ Н}\cdot\text{с}/\text{м}; V_0 = 1 \text{ м}/\text{с}; n_2 = 4; n = 4$$

Рис. 11. Зависимости частот колебаний, возникающих в эластичном элементе после посадки тарели на седло и максимальных усилий, передаваемых на корпус насоса, от отношения  $E_1/E_3$

Как видно из рис. 11а для всех материалов с отношениями  $E_1/E_3 = 0,84 - 456,52$  приведенных в табл. 1, частота колебаний, возникающих после посадки тарели на седло, удовлетворяет условию отсутствия резонанса, приведенному выше. Максимальные усилия, передающиеся на корпус насоса при посадке тарели, зависят от отношения  $E_1/E_3$  по закону гиперболы, т.е. с увеличением  $E_1/E_3$  значение усилия  $F$  резко уменьшается. Например, при изменении  $E_1/E_3$  от 0,84 до 100 величина  $F$  уменьшается примерно в 21 раз (рис. 11б).

На рис. 12 представлены зависимости максимальных усилий, передающихся на корпус насоса при посадке тарели на седло с эластичным элементом в зависимости от коэффициентов  $n = l_2/l_1$  и  $n_2 = l_3/l_1$ . Как видно из рисунка, при наличии эластичного элемента максимальные усилия, передающиеся на корпус насоса, сильнее зависят от коэффициента  $n_2$ , чем от коэффициента  $n$ .



$$E_1/E_3=23,33 ; \rho_1/\rho_3=6,78 \text{ (текстолит)}$$

Рис. 12. Зависимости максимальных усилий, передающихся на корпус насоса при наличии эластичного элемента в зависимости от коэффициентов  $n$  и  $n_2$

В заключение, можно сделать несколько выводов. Применение эластичного элемента между седлом и корпусом насоса приводит к многократному снижению величин максимальных ударных сил при посадке тарели бурового клапана. Проведенные исследования показали, что на величину усилий, передающихся на корпус насоса, и их частот при ударной посадке тарели на седло в основном влияет значение модуля Юнга эластичного элемента и его высоты. При этом снижение частоты усилий, передающихся на корпус бурового насоса при «ударной» посадке тарели из-за применения эластичного элемента, не приводит к резонансным явлениям в насосе.

### Литература

1. Абдюкова Р.Я. Лабораторный стенд для испытания клапанов поршневых насосов // Проблемы нефтедобычи Волго-Уральского региона: тез. докл. межвуз. науч.-метод. конф. Уфа: Изд-во УГНТУ, 2000.
2. Бать М.И., Джанелидзе М.И., Кельзон А.С. Теоретическая механика в примерах и задачах. Т. 3. М.: Наука, 1973. 488 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. М.: Наука, 1977. 223 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя в 3 т. Том 3. 8-е изд., перераб. и доп; Под ред. И.Н. Жестковой. М.: Машиностроение, 2001. 864 с.

## VIBROINSULATION OF THE VALVE SEAT FOR DRILL PUMP

R.Ya. Abdukova

*Ufa State Petroleum Technological University, Ufa, Russia*

**Abstract.** *The article is devoted to vibroinsulation of the valve seat for drill pump. It is offered to establish the elastic element between valve seat and pump casing. Calculations showed that the use of an elastic element will lead to multiple (dozens of times) reduction impact efforts transmitted to the pump casing. It is established that Young's modulus and height of elastic element are basically acts on the module of the efforts transferred to the case of the pump and their frequencies during landing plate on the valve seat. Thus decreasing of frequency of the efforts passed on the body of the drill pump during plate's landing does not lead to the resonant phenomena in the pump.*

**Keywords:** *flush pump valve, vibration isolation, bench test of the pump, natural frequencies, resonance*

### References

1. Abdyukova R.Ya. Laboratornyi stend dlya ispytaniya klapanov porshnevnykh nasosov (Test bench for valves of piston pumps), *Problemy neftedobychi Volgo-Ural'skogo regiona: tez. dokl. mezhvuz. nauch.-metod. Konf. (Problems of oil production in Volga-Ural region: Abstracts of reports scientific-method. conf.)* Ufa, UGNTU, 2000.
2. Bat' M.I., Dzhanelidze M.I., Kel'zon A.S. Teoreticheskaya mekhanika v primerakh i zadachakh. Tom 3 (Theoretical mechanics in the examples and problems Vol. 3). Moscow, Nauka, 1973. 488 p.
3. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskogo udara (Introduction to the theory of mechanical impact). Moscow, Nauka, 1977. 223 p.
4. Anur'ev V.I. Spravochnik konstruktora-mashinostroytelya: v 3 tom. (Machinist's handbook : in 3 vol.). Tom 3. 8-ed. Moscow: Mashinostroenie, 2001. 864 p.