

Гидродинамика скважинного гидромеханического компенсатора колебаний давлений промывочной жидкости

М.С. Габдрахимов

д.т.н., профессор, заведующий кафедрой¹
npmo@mail.ru

Ф.И. Ермоленко

консультант¹

Т.Н. Миннивалеев

аспирант¹
timxn@yandex.ru

Р.И. Сулейманов

к.т.н., доцент¹
rustamsul@rambler.ru

¹Филиал ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный нефтяной технический университет», Октябрьский, Россия

При проводке скважин колебания давления промывочной жидкости, основным источником которых является работа бурового поршневого насоса, ведут к сужению диапазона устойчивой работы забойных двигателей, вибрации, снижению стойкости долота, сокращению срока службы наземного и подземного бурового оборудования. В статье рассматривается влияние неравномерности давления промывочной жидкости на процесс бурения, приводится аналитическое исследование работы разработанного забойного гидромеханического компенсатора колебаний давления промывочной жидкости, устанавливаемого в компоновку низа бурильной колонны.

Материалы и методы

Для решения поставленных задач использовались основные законы теоретической механики, гидромеханики, аналитические и экспериментальные методы.

Ключевые слова

скважина, гидравлический забойный двигатель, долото, промывочная жидкость, колебания давления, компенсатор, буровой насос, динамичность бурильного инструмента

Известно, что колебания давления промывочной жидкости при бурении скважин приводят к повышению износа бурового оборудования, снижению моторесурса забойных двигателей, а также ряду негативных последствий в скважине [2, 3, 6]. Применяемые в настоящее время компенсаторы на буровых насосах не обеспечивают должным образом гашение колебаний давления промывочной жидкости. Исследование влияния колебания давления и расхода промывочной жидкости на работоспособность забойного оборудования выявило необходимость установки в КНБК забойного компенсатора колебаний давления. С этой целью авторами был разработан забойный гидромеханический компенсатор [9], проведены его стендовые и промысловые испытания. Ниже излагается аналитическое исследование гидродинамики такого гидрокompенсатора колебаний давления.

Рассмотрим гидродинамическую задачу работы скважинного гидромеханического компенсатора давлений для общего случая нестационарного потока жидкости, т.е. когда давление P_0 и скорость движения жидкости V_0 в трубе изменяются во времени. Целью задачи является определение давления жидкости в трубе после выхода её из компенсатора.

Считаем известными геометрические параметры гидрокompенсатора (рис. 1): ω_0 и ω_1 — соответственно площади поперечных сечений потоков жидкости в трубе и сквозном канале поршня; ω_n и ω_n^* — площади верхней и нижней торцевых поверхностей поршня; известны коэффициент жесткости пружины k , плотность жидкости ρ , давление

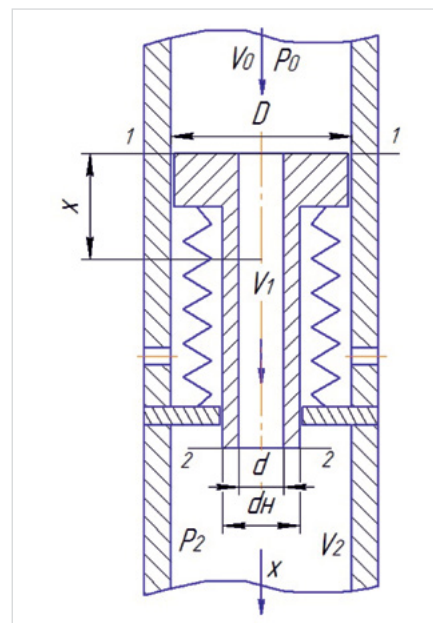


Рис. 1 — Расчетная схема работы забойного гидрокompенсатора

$P_0(t)$ и скорость $V_0(t)$ жидкости, поступающей в гидрокompенсатор.

При воздействии на гидрокompенсатор потока жидкости с давлением $P_0(t)$ и скоростью $V_0(t)$ происходит смещение поршня с противодействием на него упруго-сжимаемой пружины. Полагаем, что при движении поршня в части потока, заполняющим за смещенным поршнем весь внутренний объем трубы, давление (вследствие турбулизации частиц жидкости) одинаково и со временем возрастает до значений $P_n(t) > P_0(t)$. При этом частицы жидкости у поверхности поршня замедляют своё движение, принимая приобретённую поршнем скорость $V_n(t) < V_0(t)$; в сквозном же канале поршня скорость частиц жидкости возрастает, принимая значения $V_1(t) > V_0(t)$.

Выражение для давления $P_2(t)$ жидкости после выхода её из компенсатора находим из взаимосвязи гидродинамических параметров входящего и выходящего из гидрокompенсатора потоков жидкости. С этой целью составляем уравнения баланса массы и изменения количества движения жидкости, проходящей за время dt через подвижные сечения (1-1) и (2-2), совпадающие, соответственно, с верхней и нижней торцевыми поверхностями подвижного поршня.

$$\omega_0 = \frac{\pi D^2}{4}; \omega_n = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi d^2}{4}; \omega_n^* = \frac{\pi (d_n^2 - d^2)}{4}$$

Сечение (1-1) — для входящего потока.

Уравнение баланса массы жидкости за время dt

$$(V_0 - V_n) \cdot \omega_0 \cdot \rho_0 \cdot dt = (V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot \rho_n \cdot dt$$

$$\text{т.е. } (V_0 - V_n) \cdot \omega_0 \cdot \rho_0 = (V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot \rho_n \quad (1)$$

где ρ_0, ρ_n — соответственно плотность жидкости при давлении P_0, P_n ; V_n — скорость движения поршня; V_1 — скорость частиц жидкости в сквозном канале поршня.

Изменение количества движения для массы жидкости, прошедшей через сечение за время dt

$$dQ = [(V_0 - V_n) \cdot \omega_0 \cdot \rho_0 \cdot V_0 - (V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot \rho_n \cdot V_1] dt.$$

Импульс действующих сил давления и силы реакции торцевой поверхности поршня по направлению потока жидкости за время dt будет

$$dQ = (P_0 \cdot \omega_0 - R_n - P_n \cdot \omega_n) dt, \quad R_n = P_n \cdot \omega_n$$

$$dQ = (P_0 - P_n) \omega_0 dt.$$

В соответствии с теоремой об изменении количества движений $dQ = dS$, за время dt и принимая $\rho_n \approx \rho_0 = \rho$ (в силу слабой сжимаемости жидкости), получаем

$$[(V_0 - V_n) \cdot \omega_0 \cdot V_0 - (V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot V_1] \rho = (P_0 - P_n) \cdot \omega_0 \quad (2)$$

Из совместного решения уравнений (1) и (2) находим параметры

$$V_1 = V_n + (V_0 - V_n) \frac{\omega_0}{\omega_1} \quad (3)$$

$$P_n = P_0 + \rho \frac{\omega_n}{\omega_1} (V_0 - V_n)^2 \quad (4)$$

Сечение (2 - 2) — для выходящего потока. Уравнение баланса массы жидкости

$$(V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot \rho \cdot dt = (V_2 - V_n) \cdot \omega_2 \cdot \rho \cdot dt, \quad (5)$$

т.е. $(V_1 - V_n) \cdot \omega_1 = (V_2 - V_n) \cdot \omega_2$

где V_2 — скорость жидкости в трубе после выхода её из гидрокompенсатора; $\omega_2 = \omega_0$.

Изменение количества движения жидкости за время dt

$$dQ = [(V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot V_1 - (V_2 - V_n) \cdot \omega_2 \cdot V_2] \rho \cdot dt.$$

Импульс действующих сил за время dt

$$dS = (P_n \cdot \omega_1 - P_2 \cdot \omega_0 + R_n) dt,$$

где R_n — суммарная сила реакции горизонтальных поверхностей, прилегающих к сечению ω_1 ;

$$R_n = P_2(\omega_0 - \omega_1) = P_2 \cdot \omega_n.$$

Следовательно,

$$dS = (P_n - P_2) \omega dt.$$

В соответствии с теоремой об изменении количества движений $dQ = dS$, получаем

$$[(V_1 - V_n) \cdot \omega_1 \cdot V_1 - (V_2 - V_n) \cdot \omega_0 \cdot V_2] \rho = (P_n - P_2) \cdot \omega_1. \quad (6)$$

Из полученного равенства (6) с учетом зависимостей (4), (5) и (1) находим выражение для определения давления $P_2(t)$ жидкости, выходящей из компенсатора.

$$P_2 = P_0 - (V_0 - V_n)^2 \rho \cdot (\omega_n^2 / \omega_1^2). \quad (7)$$

В дополнение к полученной нелинейной зависимости давления P_2 от неизвестной скорости V_n движения поршня рассмотрим его дифференциальное уравнение движения

$$dS \frac{G}{g} \frac{dx^2}{dt^2} = P_n \cdot \omega_n - P_2 \cdot \omega_n^* + G - F_y,$$

где G — сила тяжести поршня; F_y — силы упругости пружины; $F_y = k \cdot \Delta l = k \cdot (\delta_{cr} + x)$,

δ_{cr} — деформация (сжатие) пружины при статическом равновесии сил.

$G = k \cdot \delta_{cr}$; x — координата центра масс поршня, отсчитываемая от его положения статического равновесия; k — коэффициент жесткости (упругости) пружины.

Учитывая выражения (4) и (7) для давлений P_n и P_2 , получаем в конечном виде

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + kx = P_0 \cdot (\omega_n - \omega_n^*) + \rho \cdot (V_0 - V_n)^2 \cdot \frac{\omega_n^2 (\omega_1 + \omega_n^*)}{\omega_1^2},$$

где m — масса поршня, $m = G/g$.

Полученное дифференциальное уравнение движения поршня (8) является нелинейным относительно его скорости V_n . Аналитическое решение этого уравнения при нестационарном потоке жидкости, когда $P_0 = P_0(t)$ и $V_0 = V_0(t)$, является крайне затруднительным. Следовательно, оценить достоверно характер изменения давления $P_2(t)$ в зависимости от $P_0(t)$ из выражения (7) не представляется возможным.

Найдем приближенное решение задачи по определению давления $P_2(t)$ путем линеаризации и последующего интегрирования дифференциального уравнения движения поршня (8) на основе замены нелинейной компоненты от скорости движения поршня V_n эквивалентной ей линейной зависимостью от его координаты $x(t)$

$$(V_0 - V_n)^2 = \frac{k \cdot \omega_1}{\rho \cdot \omega_0 \cdot \omega_n} x. \quad (9)$$

Выражение (9) вытекает из рассмотренной задачи стационарного потока жидкости ($P_0 = const$, $V_0 = const$) на основании уравнений (1), (2) и дополнительного равенства (10), выражающего переход потерянной кинетической энергии массы выделенного элемента потока жидкости в потенциальную энергию упругой деформации пружины, численно определяемую работой силы упругости пружины, т.е. $\Delta T = A(F_y)$.

Находим:

$$\Delta T = \frac{1}{2} \rho x \left(\omega_0 \cdot V_0^2 - \omega_n \cdot V_n^2 - \omega_1 \cdot V_1^2 \right);$$

$$A(F_y) = \int_0^x kx dx = \frac{1}{2} kx^2.$$

Получаем

$$(V_0^2 \cdot \omega_0 - V_n^2 \cdot \omega_n - V_1^2 \cdot \omega_1) \rho = kx. \quad (10)$$

Принятие замены (9) для нестационарного потока означает, что каждому значению скорости $V_0(t)$, т.е. каждому моменту времени t , будет соответствовать своя стационарная зависимость (9). Поэтому воздействие на компенсатор нестационарного потока жидкости рассматривается как последовательная смена стационарных воздействий со своим квазистационарным значением изменения скорости (9).

Интегрируя полученное из (8) линеаризованное уравнение движения поршня

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \lambda^2 x = P_0(t) \cdot \beta, \quad \lambda = \sqrt{\frac{k \cdot \alpha}{m}}; \quad (11)$$

$$\alpha = 1 - \frac{\omega_n (\omega_1 + \omega_n^*)}{\omega_0 \omega_1}; \quad \beta = \frac{\omega_n - \omega_n^*}{m}$$

для общего случая изменения давления потока жидкости

$P_0(t) = A \cdot \sin \omega t + B$ (ω — циклическая частота колебания давления) при начальных условиях движения ($t=0$): $x_0=0$; $V_0^0=V_0$, получаем приближенные выражения вынужденных гармонических колебаний поршня (собственные же колебания не учитываем в силу их вероятного затухания под влиянием сопротивления окружающей среды)

$$x(t) \approx \frac{\beta A}{\lambda^2 - \omega^2} \sin \omega t + \frac{\beta B}{\lambda^2}. \quad (12)$$

Тогда из выражения (7) для давления $P_2(t)$ с учетом элемента линеаризации (9) и закона движения поршня (12) получаем

$$P_2(t) \approx E \cdot \sin \omega t + H, \quad (13)$$

где $E = A \cdot \lambda$;

$$\delta = 1 - \frac{k \cdot \omega_n \cdot (\omega_n - \omega_n^*)}{m \cdot (\lambda^2 - \omega^2) \cdot \omega_1 \cdot \omega_0}; \quad (14)$$

$$H = B \cdot \theta; \quad \theta = \frac{\omega_1^2 - \omega_n^{*2}}{\omega_1^2 - \omega_n \omega_n^*}.$$

Решение (13) показывает, что колебание давления $P_2(t)$ жидкости после выхода ее из компенсатора совершается по тому же гармоническому закону и с той же циклической частотой ω , что и давление $P_0(t)$ входящей жидкости. Однако амплитуда E этих колебаний и среднее значение H давления уменьшаются в δ и θ раз соответственно при $\delta < 1$ и $\theta < 1$, что обеспечивается надлежащими конструктивными значениями сечений ω_1

поршня, жесткостью k пружины при отсутствии возможного резонанса ($\lambda \neq \omega$).

В случае последовательного соединения в единый блок отдельных ступеней компенсатора давление $P_2(t)$ жидкости от первой ступени будет являться давлением $P_0(t)$ для последующей (второй) ступени с амплитудной зависимостью (14) и т.д.

Тогда изменение амплитуды E колебания и среднего значения H давления жидкости, выходящей из n — ступенчатого компенсатора, будут определяться выражениями:

$$E_n = A \cdot \delta_n \cdot H = B \cdot \eta_n; \quad \delta, \eta < 1,$$

т.е. параметры давления E и H уменьшаются в зависимости от числа ступеней n компенсатора в геометрической прогрессии.

Установлено и экспериментально подтверждено [5], что в трехступенчатом гидромеханическом компенсаторе амплитуда колебаний давления промывочной жидкости уменьшается на 40–45%.

Итоги

На основе выбранной модели потока жидкости, взаимодействующей с поршнем гидромеханического компенсатора, выполнено аналитическое решение гидродинамической задачи по определению изменения давления и скорости движения жидкости при прохождении ее через ступени компенсатора.

Выводы

1. Для снижения негативного воздействия колебаний давления промывочной жидкости на процесс бурения скважины в работе предложены конструкции забойных гидромеханических компенсаторов, защищенные патентами.
2. Получена аналитическая зависимость степени снижения амплитуды колебаний давления бурового раствора в компенсаторе от количества установленных в нем ступеней гашения.
3. Положительные результаты лабораторных и промышленных испытаний разработанного устройства свидетельствуют о достоверности теоретических положений и высокой эффективности работы компенсатора.

Список используемой литературы

1. Басниев К.С., Кочина И.Н., Максимов В.М. Подземная гидромеханика. М.: Недра, 1993. 416 с.
2. Габдрахимов М.С., Миннивалеев Т.Н., Галимов Р.М. Анализ бурения нефтяных скважин в Азнакаевском ПБР ООО «Бурение» // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2013. №5. С. 8–11.
3. Габдрахимов М.С., Миннивалеев Т.Н., Галимов Р.М. Исследование и оценка влияния неравномерности давления промывочной жидкости на работу бурового инструмента // Экспозиция Нефть Газ. 2013. №2 (27). С. 65–67.
4. Миннивалеев Т.Н. Разработка компенсатора для защиты

- трубопроводов и оборудования от колебаний давления и гидродаров // Проблемы сбора, подготовки и транспорта нефти и нефтепродуктов. 2012. №4 (90). С. 164–168.
5. Миннивалеев Т.Н., Сулейманов Р.И. Результаты промысловых испытаний гидромеханического компенсатора давления промывочной жидкости. Международная научно-техническая

- конференция. Уфа: Аркаим, 2014. Т.1. С. 370–375.
6. Мирзаджанзаде А.Х., Ентов В.М. Гидродинамика в бурении. М: Недра, 1985. 196 с.
7. Никитин Н.Н. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 1990. 607 с.
8. Патент 2464404 Российская Федерация, МПК E21B 21/00, F16L

- 55/04. Компенсатор промывочной жидкости. Заявл. 23.12.2010. Оpubл. 20.10.2012, Бюл. № 29.
9. Патент 2516734 Российская Федерация, МПК F16L 55/04. Компенсатор промывочной жидкости. заявл. 28.01.2013. Оpubл. 20.05.2014.
10. Ухин Б.В. Гидравлика. М.: ИД «ФОРУМ»: Инфра-М, 2009. 464 с.

ENGLISH

DRILLING

Hydrodynamics of bore-hole hydromechanical compensator the pressure fluctuation of drilling fluid

UDC 622.24

Authors:

Mavlitzyan S. Gabdrakhimov — Sc.D., professor, head of department¹; npmo@mail.ru

Fedor I. Ermolenko — consultant¹

Timur N. Minnivaliev — post graduate¹; timxn@yandex.ru

Rustam I. Suleimanov — Ph.D., associate professor¹; rustamsul@rambler.ru

¹Branch of Ufa state petroleum technological university, Oktyabrski, Russian Federation

Abstract

Drilling mud pump's operation is the main source of pressure fluctuations of flushing fluid during wells drilling. The pressure fluctuations lead to narrowing of the range of stable working of downhole hydraulic motors, vibration, reducing the resistance of the bit, reducing the lifetime of surface and downhole drilling equipment. The article reveals the influence of uneven pressure of flushing fluid to the drilling process, provides analytical research of working of the designed downhole hydro-mechanical compensator of pressure fluctuations of the flushing fluid, installed in the bottomhole assembly.

Materials and methods

In order to solve the tasks were

used the basic laws of theoretical mechanics, fluid mechanics, analytical and experimental methods.

Results

Analytical solution of the hydrodynamic task of defining the changes of pressure and speed of movement of the fluid passing through the stage compensator was made based on the selected model of fluid flow interacting with the piston of the hydromechanical compensator.

Conclusions

1. To reduce the negative influence of pressure fluctuations of the flushing fluid to the drilling process in this article designed and protected by patents downhole hydro-mechanical compensators are showed.

2. The analytical dependence of the degree of reduction of the amplitude of pressure fluctuations of the drilling fluid from the number of installed in the compensator stages of damping was found.
3. Positive results of laboratory and field tests of the designed compensator evidence of the validity of theoretical positions and high efficiency of working of the compensator.

Keywords

well,
hydraulic downhole motor,
bit, drilling fluid,
pressure fluctuation,
compensator,
drilling mud pump,
dynamics of drilling tool

References

1. Basniev K.S., Kochina I.N., Maksimov V.M. *Podzemnaya gidromekhanika* [Underground hydromechanics]. Moscow: Nedra, 1993, 416 p.
2. Gabdrakhimov M.S., Minnivaliev T.N., Galimov R.M. *Analiz bureniya neftyanykh skvazhin v Aznakaevskom PBR OOO «Burenie»* [Analys of oil wells drilling in Aznakaevsky drilling department of «Burenie, LTD»]. *Stroitel'stvo skvazhin na sushe i na more*, 2013, issue 5, pp. 8–11.
3. Gabdrakhimov M.S., Minnivaliev T.N., Galimov R.M. *Issledovanie i otsenka vliyaniya neravnomernosti davleniya promyvochnoy zhidkosti na rabotu burovogo instrumenta* [Investigation and evaluation of the influence of pressure fluctuation of drilling fluid on working of the drilling tool]. Exposition Oil Gas, 2013, issue 2 (27), pp. 65–67.
4. Minnivaliev T.N. *Razrabotka kompensatora dlya zashchity truboprovodov i oborudovaniya ot kolebaniy davleniya i gidroudarov* [Designing of the compensator for protecting pipelines and equipment from pressure fluctuation and hydraulic impacts]. *Problemy sbora, podgotovki i transporta nefi i nefteproduktov*, 2012, issue 4 (90), pp. 164–168.
5. Minnivaliev T.N., Suleymanov R.I. *Rezultaty promyslovyykh ispytaniy gidromekhanicheskogo kompensatora davleniya promyvochnoy zhidkosti* [The results of field tests of hydromechanical pressure compensator of drilling fluid] [The results of field tests of hydromechanical pressure compensator of drilling fluid]. International science and technical conference. Ufa: Arkaim, 2014, Vol.1, pp. 370–375.
6. Mirzadzhanzade A.Kh., Entov V.M. *Gidrodinamika v bureanii* [Hydrodynamics in drilling]. Moscow: Nedra, 1985, 196 p.
7. Nikitin N.N. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Course of theoretical mechanics]. Moscow: Vysshaya shkola, 1990, 607 p.
8. Patent 2464404 RF, MPK E 21 I 21/00. *Kompensator promyvochnoy zhidkosti* [Flush water compensator]. Declare 23.12.2010. Published 27.06.2012.
9. Patent 2516734 RF, MPK F16L 55/04. *Kompensator promyvochnoy zhidkosti* [Flush water compensator]. Declare 28.01.2013. Published 20.05.2014.
10. Ukhin B.V. *Gidravlika* [Hydraulics]. Moscow: ID «FORUM»: Infra-M, 2009, 464 p.