



**ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
СКОРОСТНОГО СКВАЖИННОГО ДЕБАЛАНСНОГО ВИБРОИСТОЧНИКА**

А. Д. Флянтиков, А. В. Савченко, М. Н. Цупов, Д. С. Евстигнеев

*Институт горного дела им. Н. А. Чинакала СО РАН, E-mail: sav@eml.ru,
Красный проспект 54, г. Новосибирск 630091, Россия*

Представлены конструктивные решения, связанные с созданием скоростного дебалансного виброисточника, обоснованы горно-геологические условия его применения и предложены технологические схемы работы в продуктивной скважине. На основе проведенного модального и статического анализа конструкции вала с присоединенной массой определены критические частоты источника, а также напряжения и деформации, возникающие при его работе на этих частотах. Сформулированы технические требования для его безаварийной эксплуатации в скважине совместно с электроцентробежным насосом при наличии механических примесей в добываемом флюиде.

Скважинный дебалансный источник, моделирование, вибровоздействие, нефть

**SUBSTANTIATION OF DESIGN AND ENERGY PARAMETERS
OF HIGH-SPEED DOWNHOLE UNBALANCED VIBRATION SOURCE**

A. D. Flyantikov, A. V. Savchenko, M. N. Tsupov, and D. S. Evstigneev

*Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences,
E-mail: sav@eml.ru, Krasny pr. 54, Novosibirsk 630091, Russia*

Design solutions related to the creation of a high-speed unbalanced source of harmonic oscillations are proposed, mining and geological conditions for its application are substantiated, and flow diagrams for its operation in a productive well are proposed. Based on the modal and static analysis of design of the shaft with added mass, critical frequencies of the source, as well as stresses and strains occurring during its operation at these frequencies are determined. Technical requirements are formulated for its trouble-free operation in the well together with an electric centrifugal pump, provided that mechanical impurities are present in the produced fluid.

Downhole unbalanced source, modeling, vibration effect, oil

Добыча нефти на глубине выше 2500 м осуществляется скважинными электроцентробежными насосами. Для стимулирования дополнительного притока флюида в скважины применялись технические решения, позволяющие оказывать гидравлическое [1, 2] или механическое [3–10] воздействие на пласт. Однако опыт промысловой добычи нефти на месторождениях показывает, что применять предложенные решения на глубоких скважинах в силу ряда причин невозможно. В России 27.4 % [11] всех добывающих скважин эксплуатируются с электроцентробежными насосами. В данной работе предлагается совместно с ними использовать погружной скоростной дебалансный виброисточник [12, 13]. Для его создания необходимо определить максимальную центробежную силу, развиваемую присоединенной массой дебаланса при заданной частоте вращения с учетом геометрической формы и прочностных характеристик

основных элементов конструкции. Поэтому, на основе статического анализа конструкции вала с присоединенной массой, необходимо получить поле напряжений и деформаций, а из модального анализа — информацию о критических частотах.

Модальный анализ представляет собой метод исследования динамических характеристик конструкции вала дебалансного виброисточника и заключается в расчете собственных частот и режимов работы источника, при котором появляется резонанс конструкции в условиях внешнего воздействия.

Для анализа методом конечных элементов динамического отклика конструкции вала с присоединенной массой, рассмотрим конечное уравнение равновесия в матричной форме [14]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}, \quad (1)$$

где $\{u\}$ — вектор узловых перемещений, $\{\ddot{u}\}, \{\dot{u}\}$ — векторы ускорений и скоростей узловых точек конструкции; $[M], [C], [K]$ — матрицы массы, демпфирования и жесткости; $\{F\}$ — вектор эквивалентных узловых сил всей конструкции.

Анализ гармонических колебаний конструкции при отсутствии демпфирования $[C] = [0]$, которое, как правило, незначительно, заключается в определении собственных частот и форм (мод) без учета внешних сил $\{F\} = \{0\}$ [15]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}. \quad (2)$$

Свободные колебания упругого тела могут быть представлены комбинацией простых колебаний, которые в дальнейшем будут использованы для получения собственных частот и мод свободных колебаний:

$$\{u\} = \{\delta\}_i \sin(\omega_i t + \varphi_i), \quad (3)$$

где $\{\delta\}_i$ — i -й собственный вектор, представляющий форму (моду) колебаний на i -й собственной частоте; ω_i — i -я собственная круговая частота; φ_i — фаза; t — время.

Подставляя (3) в (2) приходим к системе линейных алгебраических уравнений n -го порядка для i -й собственной частоты:

$$(-\omega_i^2 [M] + [K])\{\delta\}_i = \{0\}. \quad (4)$$

При свободном колебании конструкции амплитуда каждой точки не будет равна нулю, поэтому значение определителя матрицы в (4) должно обращаться в нуль. Определяющее уравнение i -й частоты свободного колебания будет иметь вид:

$$|[K] - \omega_i^2 [M]| = 0. \quad (5)$$

Матрица жесткости $[K]$ и матрица масс $[M]$ представляют собой квадратные матрицы размера $n \times n$, где n — число степеней свободы i -го узла. Решая (5) находим собственные частоты ω_i^2 и собственные вектора $\{\delta\}_i$ из (4) с n -м общим числом степеней свободы конструкции.

Для вычисления мод в программном комплексе ANSYS Modal спроектирован вал с присоединенной массой (дебалансом). Нижний конец вала опирается на шарнирно-неподвижную опору, верхний — на шарнирно-подвижную. Выбран метод решения задачи на обобщенные собственные значения — Power Dynamics, предназначенный для расчета мод в количестве не более десяти [16]. Материал детали — сталь 40X.

Для определения напряжений, деформаций и усилий, которые возникают в конструкции в результате приложения внешних механических сил, применяется статический анализ.

При проведении статического анализа пренебрегают скоростью $\{\dot{u}\} = \{0\}$ и ускорением $\{\ddot{u}\} = \{0\}$ в узловых точках конструкции. Из (1) имеем:

$$[K]\{u\} = \{F\}, \quad (6)$$

Компоненты вектора силы $\{F\}$ представляют сосредоточенную силу, приложенную к оси вала (рис. 1).

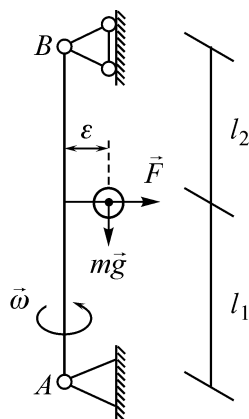


Рис. 1. Расчетная схема вала с присоединенной массой

Общая длина вала AB — 0.4 м, эксцентриситет $\varepsilon = 0.01852$ м, угловая скорость вращения $\omega = 3000$ об/мин, $l_1 = 0.215$ м, $l_2 = 0.185$ м.

Величина центробежной силы F находится по формуле [17]:

$$F = m\varepsilon\omega^2, \quad (7)$$

где $m = 2.2$ — масса дебаланса, кг.

Для получения поля статического напряженно-деформированного состояния конструкции вала с приложенной к нему силой F использован программный модуль Static Structural комплекса ANSYS. В нем построена модель вала с распределенной силой.

Для определения степени опасности возможных резонансных режимов в ходе проектирования виброисточника выполнен модальный анализ. На рис. 2 приведены первые две моды собственных колебаний конструкции вала с дебалансом на резонансных частотах 1197.2 и 1214.2 Гц. В расчетах принимался диапазон изменения скорости вращения вала от 0 до 10000 об/мин. Поскольку резонансные гармоники не попадают в рабочий диапазон действующей внешней нагрузки, конструкцию виброисточника можно считать прочной и устойчивой к вибрациям.

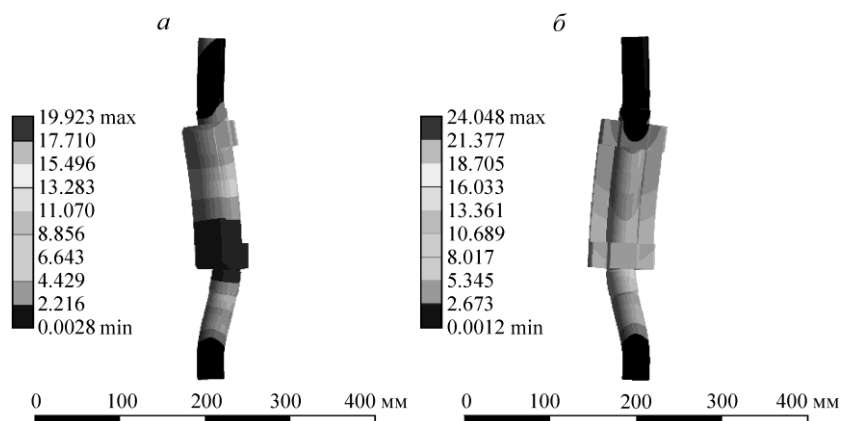


Рис. 2. Расчетные поля собственных колебаний дебаланса, приведены первые две моды колебаний с резонансными частотами, Гц: a — 1197.2; b — 1214.2

Максимальная деформация конструкции вала с дебалансом не превышает 0.0164 мм (рис. 3а), при этом эквивалентные напряжения по Мизесу не более 41.772 МПа (рис. 3б), что в 4 раза меньше предела текучести стали 40Х — 175 МПа. Рассчитан коэффициент запаса прочности, обеспечивающий дополнительную надежность конструкции дебаланса, чтобы избежать его разрушения в процессе эксплуатации.

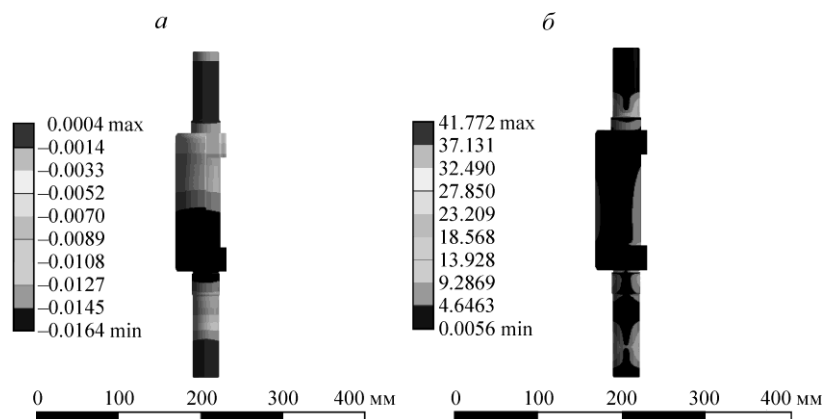


Рис. 3. Расчетное поле деформаций (а) и напряжений (б) вала, нагруженного присоединенной массой при вращении с угловой скоростью 3000 об/мин

Для увеличения межремонтного периода скоростного виброисточника его расчетный запас прочности увеличен в 6 раз и соответствует времени периода эксплуатации электроцентробежного насоса. Расчет зависимости силы, развиваемой источником от частоты вращения вала, выполнен по формуле (6) (рис. 4).

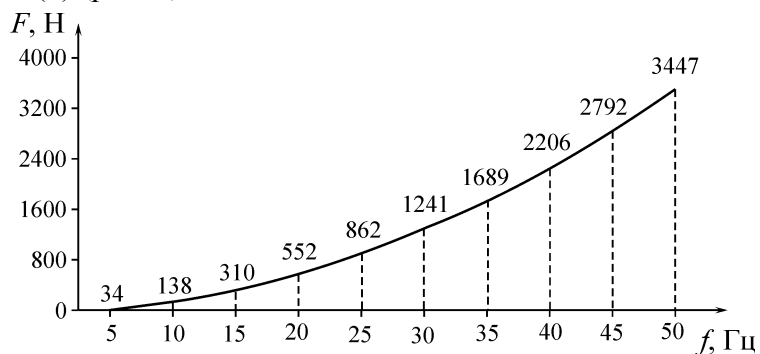


Рис. 4. Зависимость силы, развиваемой источником, от частоты

Скважинный скоростной виброисточник генерирует гармонические колебания за счет вращения вала с присоединенной массой, создающей центробежную силу, величина которой зависит как от частоты вращения погружного электродвигателя, так и от массы дебаланса. Габаритные размеры источника ограничены внутренним диаметром самой скважины, эксцентриситет центра масс также — габаритными размерами корпуса. Статический момент вала с присоединенной массой рассчитывается как произведение площади сечения дебаланса на расстояние от центра масс до оси вращения [17], его наибольшая величина будет соответствовать телу, выполненному в виде половины круга.

Так как эксплуатация скоростного виброисточника предусмотрена совместно с электроцентробежным насосом, то частота генерируемых дебалансом колебаний совпадает с частотой вращения привода насоса и составляет 50 Гц. Единственная возможность повлиять на силу, развиваемую источником, — изменить массу присоединенного груза. Материал, из которого изготовлен дебаланс — сталь 40Х, и изменить его массу можно только выбором высоты полуцилиндра. Диаметр вала, подобран таким образом, чтобы выдерживать нагрузку от привода электроцентробежного насоса. Расчет полей напряжений и деформаций вала с присоединенной массой показал, что вал обладает достаточной прочностью и создание такого источника возможно. Коэффициент запаса прочности равен шести. Первые две резонансные частоты 1197.2 и 1214.2 Гц находятся далеко за пределами диапазона частот вращения привода и поэтому виброисточник может эксплуатироваться в скважинах совместно с электроцентробежными насосами.

ВЫВОДЫ

В результате численного моделирования прочностных характеристик скоростного дебалансного виброисточника установлено, что предельные значения максимальной деформации (0.016 мм) и напряжений вала (41.77 МПа) не превышают предела текучести стали 40Х (175 МПа).

Электроцентробежные насосы работают на частотах до 50 Гц, и резонансные частоты виброисточника (свыше 1197.2 Гц) не попадают в этот диапазон, поэтому их совместная работа в скважине возможна. Конструкция виброисточника позволяет развивать силу воздействия на пласт до 3447 Н, а его вращающиеся части имеют шестикратный запас прочности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. **Klishin V. I., Zvorygin L. V., Lebedev A. V., and Savchenko A. V.** Problems of safety and new technologies for underground mining of coal deposits, Novosibirsk, Novosibirskij pisatel, 2011, 524 pp. (in Russian) [**Клишин В. И., Зворыгин Л. В., Лебедев А. В., Савченко А. В.** Проблемы безопасности и новые технологии подземной разработки угольных. — Новосибирск: Новосибирский писатель, 2011. — 524 с.]
2. **Pat.** 2490422 RF. Equipment for impulse influence on reservoir, V. N. Oparin, B. F. Simonov and A. V. Savchenko, Byull. Izobret., 2013, no. 23 [**Пат.** 2490422 РФ, Установка для импульсного воздействия на продуктивный пласт / В. Н. Опарин, Б. Ф. Симонов, А. В. Савченко // Оpubл. в БИ. — 2013. — № 23.]
3. **Dyblenko V. P.** (2008). Wave methods of impact on oil reservoirs with hard-to-recover reserves. Overview and classification, Moscow, “VNIOENG”, 80 pp. (in Russian) [**Дыбленко В. П.** Волновые методы воздействия на нефтяные пласты с трудноизвлекаемыми запасами. Обзор и классификация. — М.: ОАО “ВНИИОЭНГ”, 2008. — 80 с.]
4. **Dugan T. and Arnol’d Je.** GAS! Pages of the history of coal methane production in the San Juan basin, Moscow, GBM Pftners, 186 pp. (in Russian) [**Дуган Т., Арнольд Э.** GAS! Страницы истории добычи угольного метана в бассейне Сан-Хуан. — М.: GBM Pftners. 2008. — 186 с.]
5. **Gadiev S. M.** Use of a vibration in oil production, Moscow, Nedra, 1977, 159 pp. (in Russian) [**Гадиев С. М.** Использование вибрации в добыче нефти. — М.: Недра, 1977. — 159 с.]
6. **Intensification** of oil production by the method of vibroseismic action by buried sources of elastic waves, Monograph, Bur’jan Ju. A., Sorokin V. N., Korneev V. S., et al. Omsk, OmSTU, 2014, 212 pp. (in Russian) [**Интенсификация** нефтедобычи методом вибросейсмического воздействия заглубленными источниками упругих волн: монография. / Бурьян Ю. А., Сорокин В. Н., Корнеев В. С. и др. — Омск: ОмГТУ, 2014. — 212 с.]
7. **Snarev A. I.** Machines calculations and equipment for oil and gas production: tutorial, Moscow, Infra-Engineering, 2010, 232 pp. (in Russian) [**Снарев А. И.** Расчеты машин и оборудования для добычи нефти и газа: учебно-практическое пособие. — М.: Инфра-Инженерия, 2010. — 232 с.]
8. **Kostrov S. and Wooden W.** In seismic stimulation shows promise for revitalizing mature fields, Oil & Gas Journal, 2005, vol. 103, issue 15, pp. 43–49.
9. **Westermarck R. V., Brett J. F., Maloney D. R.** Enhanced oil recovery with downhole vibration stimulation, SPE/DOE Thirteenth Symposium on Improved Oil Recovery held in Tulsa, Oklahoma, 13–17 April 2002, pp. 1–8.
10. **Pat.** 2107930 RF. Borehole seismic vibrator, V. F. Kulakov, A. A. Zuev, Byull. Izobret., 2013, no. 5 [**Пат.** 2107930 РФ. Скважинный сейсмический вибратор / В. Ф. Кулаков, А. А. Зуев // Оpubл. в БИ. — 1998. — № 5.]
11. **Oil** production with pumps. Retrieved from <http://www.ngfr.ru/ngd.html?neft14> (in Russian) [**Добыча** нефти с помощью насосов. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.ngfr.ru/ngd.html?neft14>]

12. **Savchenko A. V., Stupin V. P., Tjugayev R. A., and Sergeev A. A.** Development of borehole unbalance vibrosources and test benches for their research, Interexpo GEO-Siberia, Subsoil use. Mining. Directions and technologies of prospecting, exploration and development of mineral deposits. Geo-ecology, Sat. material, XII International scientific conf., Novosibirsk, SSGA, 2016, vol. 6, pp. 13–20 (in Russian) [**Савченко А. В., Ступин В. П., Тюгаев Р. А., Сергеев А. А.** Разработка скважинных дебалансных виброисточников и стендов для их исследования // Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2016. Недропользование. Горное дело. Направления и технологии поиска, разведки и разработки месторождений полезных ископаемых. Геоэкология: сб. трудов XII Междунар. науч. конф. — Новосибирск: СГГА, 2016. — Т. 4. — С. 3–7.]
13. **Savchenko A. V., Tsupov M. N., Flyantikov A. D. and Kozlov A. V.** Substantiation of design and energy parameters of a borehole debalance vibration source, Interexpo GEO-Siberia, Subsoil use. Mining. Directions and technologies of prospecting, exploration and development of mineral deposits. Geo-ecology, Sat. material, XIV International scientific conf., Novosibirsk, SSGA, 2018, vol. 6, pp. 170–179 (in Russian) [**Савченко А. В. Цупов М. Н., Флянтиков А. Д., Козлов А. В.** Обоснование конструктивных и энергетических параметров скоросного скважинного дебалансного виброисточника // Интерэкспо ГЕО-Сибирь-2018. Недропользование. Горное дело. Направления и технологии поиска, разведки и разработки месторождений полезных ископаемых. Геоэкология: сб. трудов XIV Междунар. науч. конф. — Новосибирск: СГГА, 2018. — Т. 6. — С. 170–179.]
14. **Fadeev A. B.** Finite element method in geomechanics, Moscow, Nedra, 1986, 246 pp. (in Russian) [**Фадеев А. Б.** Метод конечных элементов в геомеханике. — М.: Недра, 1987. — 246 с.]
15. **Timoshenko S. P., Jang D. H., and Uiver U.** Fluctuations in Engineering, Moscow, Machine Building, 1985, 474 pp. (in Russian) [**Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У.** Колебания в инженерном деле. — М.: Машиностроение, 1985. — 474 с.]
16. **Leont'ev N. V.** Application of the ANSYS system to solving modal and harmonic analysis problems: a teaching aid, Nizhnij Novgorod, NNGU, 2006, 101 pp. (in Russian) [**Леонтьев Н. В.** Применение системы ANSYS к решению задач модального и гармонического анализа: учебно-методическое пособие. — Нижний Новгород: ННГУ, 2006. — 101 с.]
17. **Vukhovsky I. I.** Basic of the theory of vibration technology, Moscow, Machine Building, 1969, 352 pp. (in Russian) [**Быховский И. И.** Основы теории вибрационной техники. — М.: Машиностроение, 1969. — 352 с.]