

Нефтегазовое дело

Oil and gas

УДК 622.24.05/62-531.7

ТЕХНИЧЕСКИЕ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИЕ УСТОЙЧИВУЮ РАБОТУ ВИНТОВОГО ЗАБОЙНОГО ДВИГАТЕЛЯ

М.В.ДВОЙНИКОВ, д-р техн. наук, профессор, dvoinik72@gmail.com

Ю.Д.МУРАЕВ, д-р техн. наук, профессор, ngig@sptmi.ru

Санкт-Петербургский горный университет, Россия

Приведен анализ результатов исследований технических и технологических решений, направленных на повышение эффективности бурения скважин оптимизацией динамики работы винтового забойного двигателя. В качестве технических решений, обеспечивающих снижение вибрации, рассмотрены два варианта конструктивного изменения элементов силовой секции. Первый вариант включает изготовление полого ротора, позволяющего снизить момент инерции, второй – изготовление ротора модульного исполнения, обуславливающего изменение эксцентрикитета (смещение осей) рабочих органов двигателя.

Для обеспечения устойчивой работы двигателя в условиях скважины, выявления оптимальных нагрузочных параметров проведены исследования колебаний по всей длине силовой секции рабочих органов и шпиндельной части двигателя с учетом изменения его энергетических характеристик.

Выявлены показатели частоты вращения вала, обеспечивающие минимальную амплитуду колебаний двигателя. Оптимальный диапазон частот вращения ротора, предотвращающий потерю устойчивости компоновки низа бурильной колонны и обеспечивающий его устойчивую эксплуатацию, должен находиться в пределах 15-20 % от частоты работы двигателя в режиме холостого хода, при этом максимальное снижение частоты вращения в процессе бурения не должно превышать 30 %.

Ключевые слова: бурение скважин, вибрации, винтовой забойный двигатель.

Результаты качественного строительства скважины – долговечность и надежность в процессе эксплуатации. Для достижения таких результатов необходимо соблюдение на всех этапах строительства проектных технологических мероприятий, предусматривающих повышение технико-экономических показателей бурения. Их реализация базируется на применении современного наземного и глубинного оборудования с использованием накопленного технологического опыта ведения буровых работ. Как показывает опыт работы буровых предприятий в этом направлении, приоритетным остается использование вращательного способа бурения с применением в качестве привода породоразрушающего инструмента современных типов винтовых забойных двигателей (ВЗД). Преимущество ВЗД по сравнению с другими приводами долота очевидно. Наиболее существенное – увеличенные энергетические характеристики, позволяющие бурить скважины различной глубины с разными типами профиля, с широкими диапазонами изменения типа и свойств промывочных жидкостей и параметров режима бурения, а также с применением разных конструкций и типоразмеров породоразрушающего инструмента [1].

Однако конструктивные особенности ВЗД предопределяют наличие высоких поперечных и продольных (осевых) вибраций корпуса, влияющих на долговечность и работоспособность как самого двигателя, так и компоновки низа бурильной колонны (КНБК) в целом, а

также информативность телеметрических систем. Обозначенные проблемы, связанные с колебательными процессами в двигателе, необходимо либо снижать методами конструктивных изменений силовой секции, либо регулировать их режимами бурения.

Известно, что ВЗД в своей основе содержит силовую (двигательную) и шпиндельную секции [8]. Зубья статора и ротора силовой секции, имеющие соответственно внутренние и наружные винтовые линии левого направления с разностью количества зубьев, равной единице, образуют замыкающиеся на длине шага статора герметичные рабочие камеры. В результате данной конструктивной особенности ось ротора смешена относительно статора на расстояние эксцентрикитета, равное половине высоты зуба. Под действием гидравлической силы бурового раствора, подаваемого насосами, ротор совершает планетарное движение. За счет данной конструктивной особенности (неравномерности вращения ротора) и пульсации бурового раствора возникают крутильные колебания двигателя, снижающие запас устойчивости (потерю мощности) ВЗД.

Уровень крутильных колебаний двигателя, влияющих на устойчивость его работы, зависит от инерционных $F_{\text{ин}}$ и гидравлических F_r сил, действующих на ротор,

$$F_{\text{ин}} = mz_2^2 \omega^2 e, \quad (1)$$

$$F_r = \frac{M_{\text{инд}}}{ez_1}, \quad (2)$$

где $M_{\text{инд}}$ – индикаторный момент; e – эксцентрикитет; z_1, z_2 – количество зубьев статора и ротора; m – масса ротора; ω_p – угловая скорость ротора [6].

Рассмотрим некоторые варианты конструктивных изменений силовой секции, обеспечивающих снижение амплитуды колебаний. Например, в работе [2] представлены результаты исследований снижения амплитуды колебаний за счет уменьшения массы ротора. Изготовление полого ротора позволило снизить колебания в 3-4 раза.

Исследуем также возможность снижения биений изменением эксцентрикитета двигателя. Изменение параметра e достигается за счет того, что в героторной машине (рис.1, a), содержащей статор 1 с внутренними винтовыми зубьями, ротор 2 с наружными винтовыми зубьями, ротор разделен по окончанию шагов винтовых линий t на несколько частей (модулей) 3, 4 и 5 [5].

Модули соосно объединены посредством резьбового соединения, например муфтой 6, при этом ось $O'_1O'_2$ модуля 4 развернута на угол φ по окончанию шага T_2 винтовой линий относительно неподвижного статора, а относительно оси O_1O_2 модулей 3 и 5 развернута на угол φ_1 .

На рис.1, б представлен торцевой разрез А-А, Б-Б и В-В соосно объединенных модулей 3, 4 и 5 двигателя перпендикулярно оси O_1O_2 и $O'_1O'_2$.

При развороте модуля 4 на угол φ_1 его зубья 7 перемещаются по образующей зубьев статора (из впадины статора $\varphi_1 = 0$ град.) к вершине зуба (разрез Б-Б). В зависимости от угла разворота модуля 4 происходит смещение осей O_1O_2 модулей 3 и 5 на величину h . Величина смещения h оси O_1O_2 модуля 4 влияет на снижение эксцентрикитета e модулей 3 и 5 и составляет e_1 .

Снижение эксцентрикитета e в рабочих органах (РО) героторного механизма модульного исполнения способствует увеличению F_r , возрастанию контактных напряжений на выступах зубьев 8 модулей 3 и 5 (общего диаметрального натяга δ), а также снижению инерционной силы $F_{\text{ин}}$, влияющей на уровень крутильных колебаний корпуса.

В результате по данному техническому решению были модернизированы (восстановлены) после 100-часовой эксплуатации в скважине несколько экспериментальных двигателей, в числе которых ДГР-178.6.7.57, ДГР-178.7/8.37.

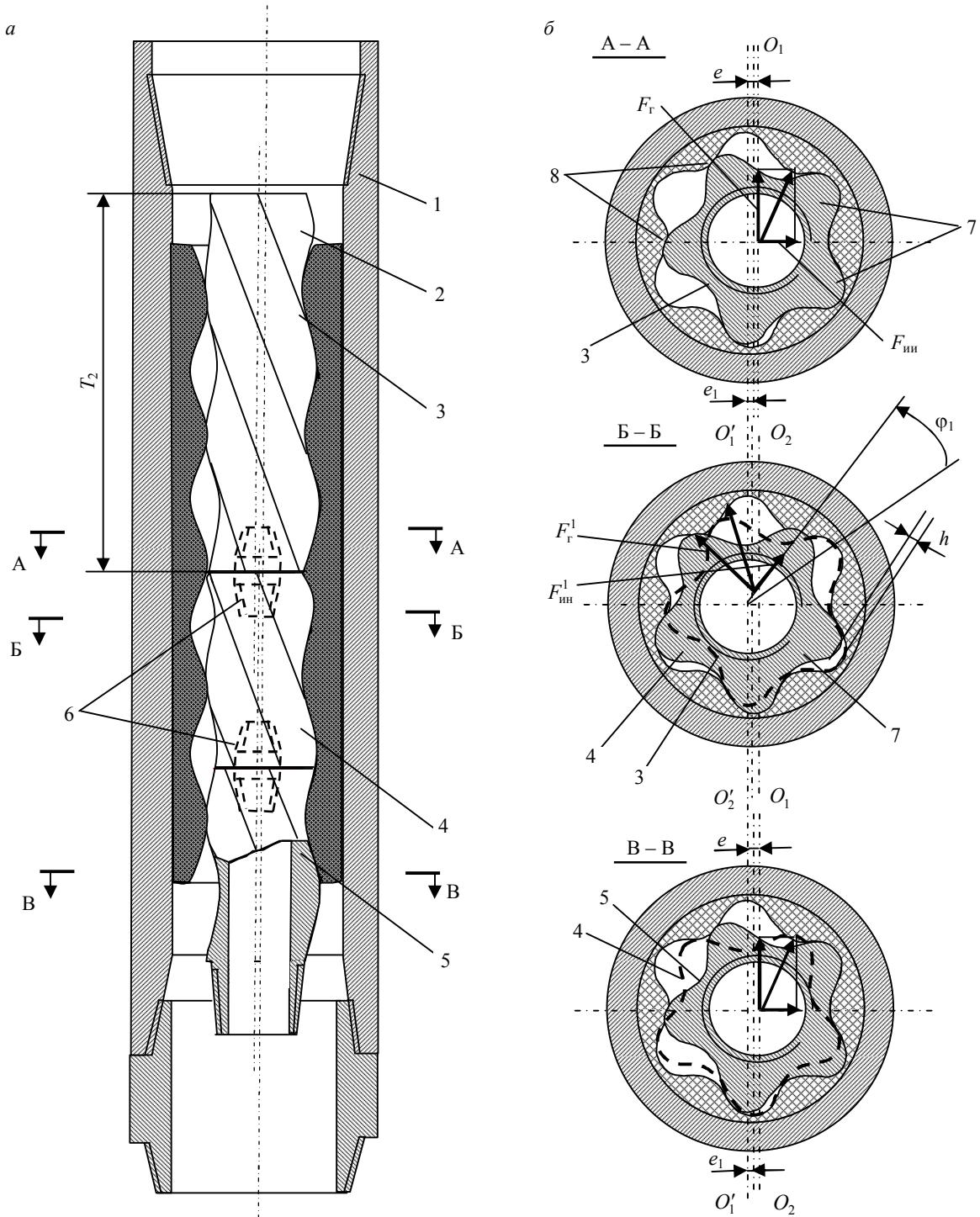


Рис.1. Модернизированный двигатель: *а* – героторный механизм; *б* – торцевой разрез объединенных модулей

Измерение колебаний ВЗД осуществлялось в полосах частот с постоянной относительной шириной с возможностью представления на едином графике широкого частотного диапазона с достаточно узким разрешением на низких частотах [4].

Виброускорение на частотах от 1 до 63 Гц фиксировалось в трех взаимно перпендикулярных направлениях x , y , z с одновременным замером энергетических характеристик ВЗД. Уровни выброскорости L_v , виброускорения L_a и амплитуды A связаны следующими уравнениями:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0}; \quad L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad (3)$$

$$A = \frac{1}{2\pi f} v(a), \quad (4)$$

где v и a – соответственно среднеквадратичные значения виброскорости и виброускорения; $v_0 = 5 \cdot 10^{-8}$ – опорное значение виброскорости, м/с; $a_0 = 1 \cdot 10^{-6}$ – опорное значение виброускорения, м/с².

Результаты исследования уровня амплитуды биения двигателя ДГР-178.7/8.37 при постоянном расходе $Q_{\text{const}} = 0,032 \text{ м}^3/\text{с}$ до и после модернизации (модульного разделения ротора ВЗД) представлены на рис.2.

Анализ результатов исследований показал, что амплитуда двигателей после модернизации снизилась с 8,0 до 2,6 мм.

Изменение конструкции элементов ВЗД не полностью решает задачу снижения крутильных колебаний и повышения устойчивости его работы. Была поставлена задача, решение которой позволяет обеспечить контроль и регулирование колебаний двигателя при нагружении в условиях скважины.

Основные регулирующие технологические параметры оптимизации осевых и попеченных колебаний – нагрузка на долото и расход бурового раствора [3]. При бурении определенных интервалов скважины, как правило, расход бурового раствора остается постоянным и определяется из трех условий: необходимой скорости восходящего потока в кольцевом пространстве для выноса выбуренной породы; качественной очистки забоя; характеристик ВЗД.

Известно, что ось ротора вращается вокруг собственной оси, а также совершает переносное движение вокруг оси статора, направленное против часовой стрелки. Причем частота переносного (планетарного) вращения оси ротора относительно оси статора выше частоты вращения ротора вокруг собственной оси [9].

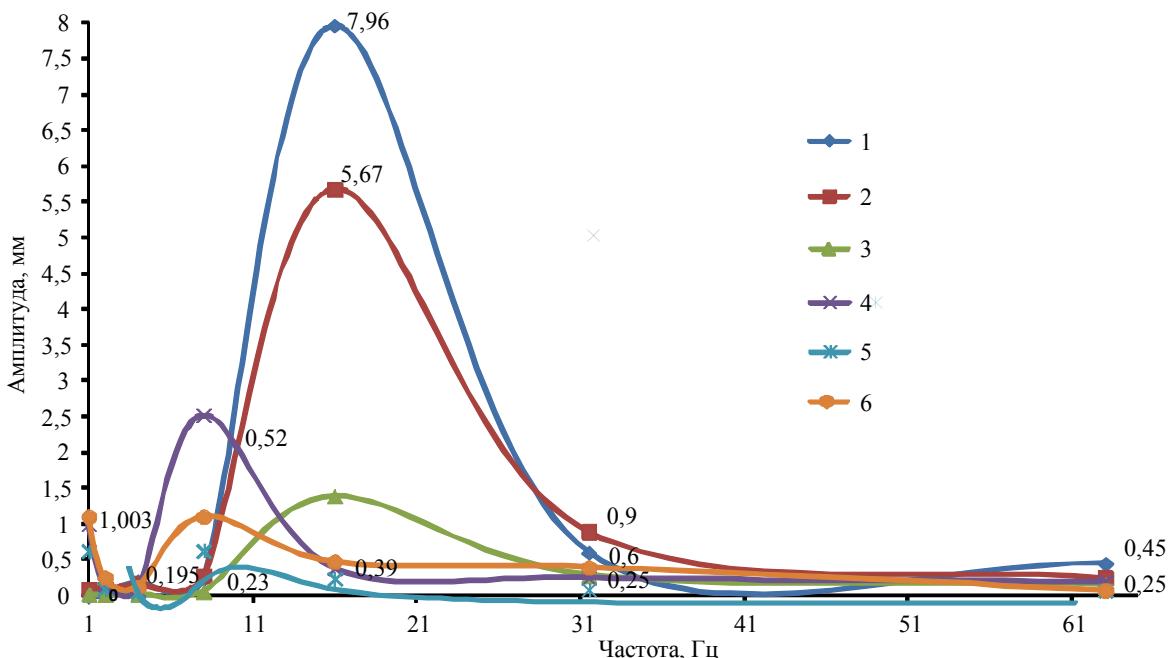


Рис.2. Амплитуда биений корпуса ДГР-178.7/8.37 до (1-3) и после (4-6) модернизации (восстановления)

1, 4 – ось z ; 2, 5 – ось x ; 3, 6 – ось y

Частота вращения переносного вращения ротора, определяющая частоту вибрации корпуса,

$$\omega_n = z_2 \omega_p, \quad (5)$$

где z_2 – число зубьев ротора; ω_p – частота вращения ротора вокруг собственной оси (частота вращения долота), с^{-1} .

При эксплуатации ВЗД, а именно его запуске и последующем нагружении, появляется перекашивающий момент, приводящий к нарушению пространственной ориентации (перекосу) ротора, неравномерности его вращения, образованию в рабочих органах (РО) дополнительных натягов и зазоров, обуславливающих появление дополнительных вибраций.

В общем виде перекашивающий момент равен

$$M_n = \frac{PDt^2}{4\pi}. \quad (6)$$

где D – диаметр статора по впадинам зубьев (средний диаметр ротора), м; P – перепад давления в двигателе, МПа; t – шаг ротора, м.

Следует отметить, что дополнительным источником вибрации в двигателе является пульсация межвитковых перепадов давления, приводящая к продольным осевым колебаниям героторного механизма. Поперечные и продольные колебания, обусловленные отмеченными выше причинами их возникновения, распределяются по всей длине двигателя. Визуально было замечено, что на разных режимах работы двигателя максимальная и минимальная амплитуды биений распределяются вдоль корпуса неравномерно.

Более детальное изучение неравномерности распределения колебаний корпуса выполнялось на стандартном горизонтальном стенде, предназначенном для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей [7]. Дополнительно на двигателе, закрепленном на стенде, устанавливались датчики замера вибрации. Информация с датчиков поступала в общий блок контроля и управления параметров гидродвигателя. На рис.3 представлена схема испытательного стенда ВЗД.

Подготовка стенда, исследование энергетических характеристик двигателя ДГР-178.7/8.37 с одновременным замером биений корпуса производились следующим образом. Датчики измерения вибрации устанавливались в трех точках двигателя: два – в верхней и средней части силовой секции, третий – в верхней части шпинделя (месте соединения шарнира).

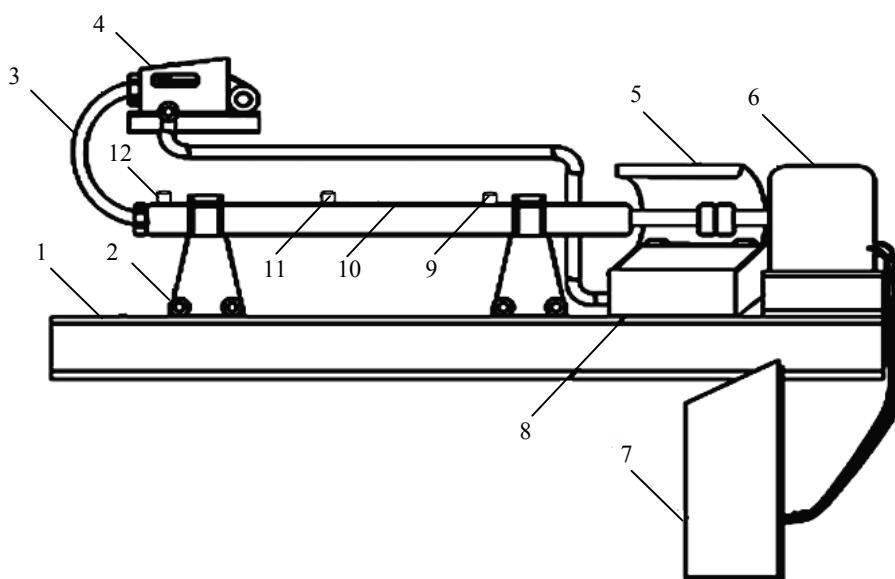


Рис.3. Горизонтальный стенд для испытания и исследования рабочего процесса гидродвигателей:

1 – установочная база; 2 – зажимы; 3 – трубопроводы; 4 – насос; 5 – гидроотбойник; 6 – тормоз; 7 – программный комплекс (блок контроля и управления); 8 – приемная емкость; 9, 11, 12 – датчики измерения вибрации; 10 – ВЗД

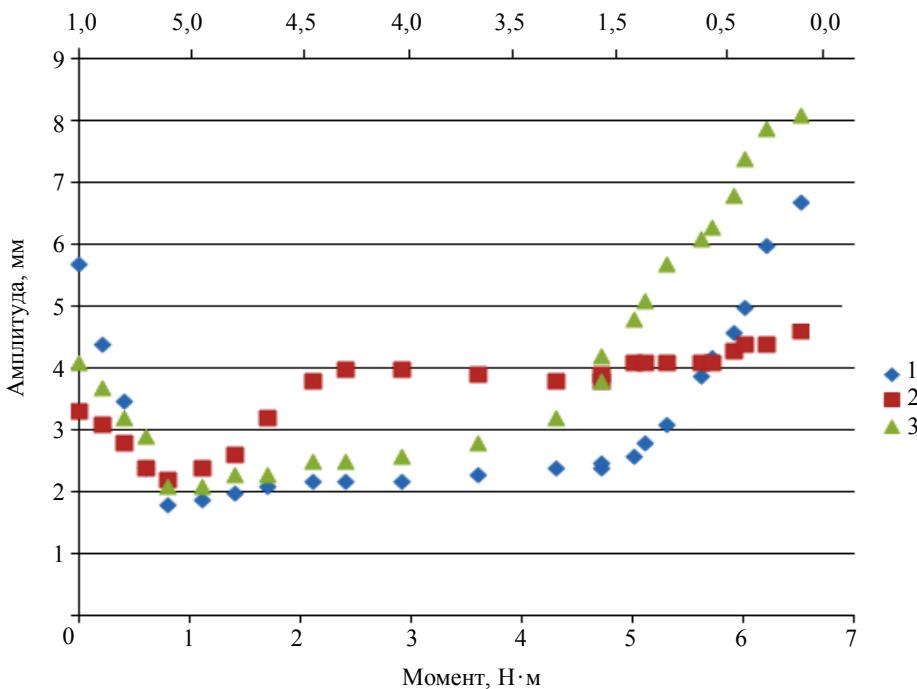


Рис.4. Изменение амплитуды колебаний корпуса двигателя от момента и частоты вращения вала ВЗД.
Датчик определения вибрации установлен в верхней части РО (1); нижней части РО (2); верхней части шпинделя (3)

Измерения энергетических характеристик и биений корпуса производились от начала запуска двигателя (частота вращения от 0 до 1 с^{-1}) до максимальной частоты вращения вала 5 с^{-1} (300 об/мин). В процессе испытаний поддерживался постоянный расход жидкости $0,03 \text{ м}^3/\text{с}$. При достижении частоты вращения вала 5 с^{-1} создавался момент сопротивления тормозом 6, приводящий к полной остановке двигателя.

На рис.4 представлена зависимость изменения амплитуды колебаний корпуса двигателя от момента и частоты вращения вала.

Анализ результатов исследований показал, что в начале запуска двигателя в работу максимальная амплитуда биений приходится на верхнюю часть двигателя и составляет 5,8 мм, при этом в средней и шпиндельной частях амплитуда не более 4 мм. Причиной в данном случае является перекашивающий момент, действующий на РО при заполнении рабочих камер [10]. В процессе увеличения частоты вращения от 1 до 5 с^{-1} без создания дополнительного момента (торможения) сопротивления на валу происходит снижение амплитуды колебаний во всех точках установки датчиков до 2-1,8 мм.

Создание дополнительного момента до 4,5 кН·м приводит к повышению амплитуды биений в средней части двигателя и составляет 3,8 мм. Частота вращения вала снижается до $3,5 \text{ с}^{-1}$ (210 об/мин), что составляет 30 % от работы двигателя в режиме холостого хода. При этом колебания верхней и шпиндельной секции остаются практически без явных изменений в пределах 2-2,5 мм. В данном случае двигатель находится в оптимальном режиме эксплуатации. С увеличением момента от 4,5 до 6,5 кН·м двигатель входит в тормозной (экстремальный) режим работы. Частота вращения снижается до $0,5 \text{ с}^{-1}$ (30 об/мин). В результате происходит интенсивный рост амплитуды биений в верхней и шпиндельной частях ВЗД от 6,8 до 8 мм. При этом колебания средней части изменились незначительно с 3,8 до 4,5 мм. Увеличение амплитуды колебаний в шпиндельной секции обусловлено ростом величины перекашивающего момента, приводящего к изменению эксцентриситета в РО, вызванного взаимодействием шарнира и элементов шпинделя, в том числе работой резинометаллической опоры [11].

В результате теоретических и экспериментальных исследований выявлены диапазон рабочих частот и нагрузочной характеристики двигателя, при которых обеспечивается устойчивая эксплуатация. Обоснованы показатели частоты вращения вала, обеспечивающие минимальную амплитуду колебаний в пределах всего корпуса ВЗД и максимальный КПД двигателя. Рабочий диапазон частот вращения необходимо поддерживать в пределах 15-20 % от частоты работы ВЗД в режиме холостого хода. При этом максимальное снижение частоты вращения в процессе бурения должна составлять не более 30 % от максимальной частоты вращения вала на холостом ходу. В случае эксплуатации двигателя в экстремальном режиме (режим максимальной мощности) происходит резкий рост амплитуды колебаний в нижней части двигателя, что приводит к возникновению полуволн изгиба и потере устойчивости инструмента.

Для решения задачи повышения эффективности работы системы «бурильная колонна – ВЗД – долото», с учетом работы двигателя на разных режимах, времени его работы в скважине, а также собственных частот и переносных скоростей элементов компоновки при потере ее устойчивости требуются проведение дополнительных теоретических и экспериментальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балденко Д.Ф. Одновинтовые гидравлические машины / Д.Ф.Балденко, А.Н.Гноевых // Т.2. Винтовые забойные двигатели / М.: «ИРЦ Газпром». 2007. С.31-35.
2. Бобров М.Г. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя: Автореф. дис...канд. техн. наук. М.: ООО «Сигма». 2000. С.9-11.
3. Двойников М.В. Исследования поперечных колебаний винтового забойного двигателя // Бурение и нефть. 2010. № 1. С.10-12.
4. Двойников М.В. Технология бурения нефтяных и газовых скважин модернизированными винтовыми забойными двигателями: Автореф. дис...д-ра техн. наук / ТюмНГУ. Тюмень. 2011. 40 с.
5. Патент 70292 РФ. Героторная машина / М.В.Двойников. Опубл. 20.01.2008. Бюл. № 2.
6. Патент 2150566 РФ. Способ оптимизации геометрических параметров профиля рабочих органов одновинтовой гидромашины / Д.Ф.Балденко, Ф.Д.Балденко, Ю.А.Коротаев. Опубл. 10.06.2006. Бюл. № 31.
7. Патент 2375541 РФ. Горизонтальный стенд для испытания и исследования рабочего процесса гидравлических забойных двигателей / М.В.Двойников. Опубл. 10.12.2009. Бюл. № 34.
8. Dvoynikov M.V. Technology of oil and gas wells drilling by downhole drilling motors. lap lambert Academic Publishing OmniScriptum GmbH & Co. KG. Saarbrücken. 2013. P.18-29.
9. Patent GB2 400663A. Acoustic monitoring downhole motor. Determination of engine speed / Blake Thomas Hammond, Joel D.Shaw, David W.Teale. Publ. 20.10.2004.
10. Patent CA 2439331A1. Method of stabilizing a downhole drilling motor and a downhole drilling motor / Wenzel William Ray. Publ. 02.03.2005.
11. Patent US 4011917. Process and universal downhole motor for driving a tool / Vladimir Tiraspoisky. Publ. 15.03.1977.

REFERENCES

1. Baldenko D.F., Gnoevih A.N. Odnovintovye gidravlicheskie mashiny (*Single screw hydraulic machine*). Vol.2. Vintovye zaboinye dvigateli (*Screw downhole motors*). Moscow: «IRTs Gazprom». 2007, p.31-35.
2. Bobrov M.G. Issledovaniya poperechnykh kolebanii vintovogo zaboinogo dvigatelya (*A study of transverse vibrations of screw downhole motors*). Avtoref. dis...kand. tekhn. nauk. Moscow: ООО «Sigma». 2000, p.9-11.
3. Dvoynikov M.V. Issledovaniya poperechnykh kolebanii vintovogo zaboinogo dvigatelya (*Research transverse vibrations of screw downhole motors*). Burenie i neft'. 2010. N 1, p.10-12.
4. Dvoynikov M.V. Tekhnologiya burenija neftyanykh i gazovykh skvazhin modernizirovannymi vintovymi zaboinymi dvigatelyami (*Technology of drilling oil and gas wells modernized screw downhole motors*). Avtoref. dis...d-ra tekhn. Nauk. TyumNGU. Tyumen'. 2011, p.151-173.
5. Dvoynikov M.V. Patent 70292 RU. Gerotornaya mashina (*Gyratory machine*). Publ. 20.01.2008. Bul. N 2.
6. Baldenko D.F., Baldenko F.D., Korotaev Y.A. Patent 2150566 RU. Sposob optimizatsii geometricheskikh parametrov profilya rabochikh organov odnovintovoi gidromashiny (*A method of optimizing the geometrical parameters of a single-rotor profiles working hydraulic machine*). Publ. 10.06.2006. Bul. N 31.
7. Dvoynikov M.V. Patent 2375541 RU. Gorizontalyi stend dlya ispytaniya i issledovaniya rabochego protsessa hidravlicheskih zaboinykh dvigatelei (*Horizontal test stand and a working process of hydraulic downhole motors*). Publ. 10.12.2009. Bul. N 34.

8. Dvoynikov M.V. Technology of oil and gas wells drilling by downhole drilling motors. lap lamber Academic Publishing of OmniScriptum GmbH & Co. KG. Saarbrücken. 2013, p.18-29.
9. Blake Thomas Hammond, Joel D.Shaw, David W.Teale. Patent GB2 400663A. Acoustic monitoring downhole motor. Determination of engine speed. Publ. 20.10.2004.
10. Wenzel William Ray. Patent CA 2439331A1. Method of stabilizing a downhole drilling motor and a downhole drilling motor. Publ. 02.03.2005.
11. Tiraspoisky Wladimir. Patent US 4011917. Process and universal downhole motor for driving a tool. Publ. 15.03.1977.

TECHNICAL AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS TO ENSURE STABILITY OF DOWNHOLE DRILLING MOTORS

M.V.DVOYNIKOV, Dr. of Engineering Sciences, Professor, dvoinik72@gmail.ru

Y.D.MURAEV, Dr. of Engineering Sciences, Professor, ngig@spmi.ru

Saint-Petersburg Mining University, Russia

The article shows research analysis of engineering and technological solutions that aimed at improving the efficiency of drilling wells using optimization of dynamic of work downhole drilling motors. As the technical solutions that reduce vibration, considered two options of construction of the power section. A first embodiment involves the production of a hollow rotor which can reduce its moment of inertia. The second solution is the production of modular rotor, which are changing the eccentricity (misalignment) of rotating parts of the engine.

The research of fluctuations throughout the length of the power section of the working bodies and the spindle of the engine, taking into account changes in its energy characteristics has been conducted to ensure stable operation of the engine in a well, identifying optimal loading parameters.

Indicators of shaft speed ensuring minimum vibration amplitude of the engine has been Identified. Optimal speed range of the rotor to prevent buckling of the BHA and to sustain its operation is shown to be between 15-20 % of the frequency of the engine at idle. The maximum reduction in speed during the drilling process should not exceed 30 % by conducted research.

Key words: drilling wells, vibration, downhole drilling motors.