



УДК 622.24

## **Методика определения параметров режима бурения наклонно прямолинейных участков скважины винтовыми забойными двигателями**

**В.С.ЛИТВИНЕНКО, М.В.ДВОЙНИКОВ** 

*Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия*

В статье представлены результаты исследований возможности повышения эффективности бурения наклонно прямолинейных участков скважин винтовыми забойными двигателями (ВЗД) при комбинированном способе бурения с вращением колонны бурильных труб (КБТ). Цель – обеспечение устойчивой работы ВЗД при одновременном вращении КБТ за счет снижения амплитуды колебаний регулированием параметров режима бурения на основе математического моделирования системы ВЗД – КБТ.

Приведены результаты экспериментальных исследований по определению экстремумов распределения поперечных и осевых колебаний корпуса ВЗД в зависимости от геометрических параметров героторного механизма и режимов, обеспечивающих устойчивую эксплуатацию.

Концептуально изложены подходы к разработке математической модели и методики, позволяющей определить диапазон автоколебаний системы ВЗД – КБТ и границы вращательного и поступательного волнового возмущения для разнородного стержня с установленным ВЗД при бурении наклонно прямолинейных участков скважины. Данная математическая модель динамики системы ВЗД – КБТ дает возможность прогнозировать оптимальные параметры режима бурения направленных скважин, обеспечивающих устойчивую работу компоновки низа бурильной колонны.

**Ключевые слова:** бурение скважин; винтовой забойный двигатель; вибрация; бурильная колонна

**Как цитировать эту статью:** Литвиненко В.С. Методика определения параметров режима бурения наклонно прямолинейных участков скважины винтовыми забойными двигателями / В.С.Литвиненко, М.В.Двойников // Записки Горного института. 2020. Т. 241. С. 105-112. DOI: 10.31897/PMI.2020.1.105

**Введение.** При бурении протяженных наклонно направленных и горизонтальных участков скважин с применением двигателей объемного принципа действия часть осевой нагрузки на долото не передается, что обусловлено силой трения, возникающей между стенками скважины и бурильным инструментом [2].

Для обеспечения требуемой нагрузки на долото в производстве используется комбинированный способ бурения. Особенность способа заключается в совместной эксплуатации колонны бурильных труб (КБТ) и винтового забойного двигателя (ВЗД) [9]. В процессе их совместной работы в зависимости от типа ВЗД, его энергетических характеристик и КБТ, представляющих собой упругий несбалансированный стержень, могут возникать крутильные, поперечные и осевые колебания [4, 6, 10].

Необходимо отметить, что ВЗД, расположенный в нижней части КБТ, имеет собственные биения корпуса, природа возникновения которых связана с работой его силовой секции, представленной планетарным редуктором. Причем частота, амплитуда и направление биений корпуса зависят от конструкции героторного механизма, гидравлической составляющей потока бурового раствора, а также нагрузки на долото [3].

Для определения параметров режима бурения скважин комбинированным способом требуется разработка методики, позволяющей на основе математического моделирования упругих свойств напряженно-деформированного состояния КБТ и характеристик ВЗД обеспечить прогноз и управление устойчивой работой компоновки низа бурильной колонны (КНБК) [11, 12].

**Методика и результаты исследований.** Устойчивость эксплуатации ВЗД характеризуется режимом работы силовой секции, при котором отсутствует интенсивное снижение частоты вращения ротора с увеличением момента на валу двигателя [1].

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.

Угловая скорость вращения оси ротора относительно оси статора, определяющая частоту биений корпуса,

$$\omega_n = -z_z \omega_r, \quad (1)$$

где  $z_z$  – число зубьев ротора;  $\omega_r$  – угловая скорость вращения ротора вокруг собственной оси.

Биения корпуса двигателя зависят от инерционных  $F_{ин}$  и гидравлических  $F_{г}$  сил, действующих на ротор,

$$F_{ин} = m z_2 \omega^2 e, \quad (2)$$

$$F_{г} = M_{инд}/ez_1, \quad (3)$$

где  $M_{инд}$  – индикаторный момент;  $e$  – эксцентриситет;  $z_1$  и  $z_2$  – количество зубьев статора и ротора;  $m$  – масса ротора;  $\omega$  – угловая скорость.

Во время запуска двигателя возникает перекашивающий момент, обуславливающий нестабильность перекачивания ротора по зубьям статора и приводящий к дополнительным биениям корпуса ВЗД.

Перекашивающий момент равен

$$M_{п} = \frac{P_d D t^2}{4\pi}, \quad (4)$$

где  $D$  – диаметр статора по впадинам зубьев;  $P_d$  – перепад давления;  $t$  – шаг ротора.

Экспериментальные исследования биений корпуса двигателя выполняются на стенде. Стенд оборудован автоматической системой управления, обеспечивающей в режиме реального времени вывод на панель персонального компьютера основных энергетических характеристик ВЗД. Для исследования биений двигателя на корпусе устанавливаются датчики измерения колебаний.

Результаты исследования виброускорения и амплитуды колебаний корпуса двигателя при разных режимах работы показаны на рис.1.

На основе экспериментальных исследований определена частота вращения вала, обеспечивающая минимальные поперечные колебания и оптимальные осевые биения двигателя.

Моделирование работы инструмента осуществляется на усовершенствованной математической модели Е.К.Юнина и В.К.Хегая [8].

При бурении скважины требуется определить сочетание нагрузки на долото по глубине  $P$  и частоты вращения ротора  $n_0$  таким образом, чтобы время бурения  $t$  заданного интервала было минимальным при условии оптимальных энергетических затрат [7].

КБТ представим в виде составного стержня, включающего участок длиной  $L_1$  с наружным и внутренним диаметрами  $D_{L_1}$ ,  $d_{L_1}$ , участок утяжеленных бурильных труб (УБТ) длиной  $L_2$  с наружным и внутренним диаметрами  $D_{L_2}$ ,  $d_{L_2}$  и участок, представленный корпусом ВЗД и навигационной системой длиной  $L_3$  и диаметрами  $D_{L_3}$ ,  $d_{L_3}$ . Текущая глубина скважины  $H = L_1 + L_2 + L_3$  в процессе бурения некоторого интервала увеличивается за счет углубления забоя. При этом будем считать, что  $L_2, L_3 = \text{const}$ , а за счет наращивания  $L_1 + \Delta L$  возрастает величина  $H$ .

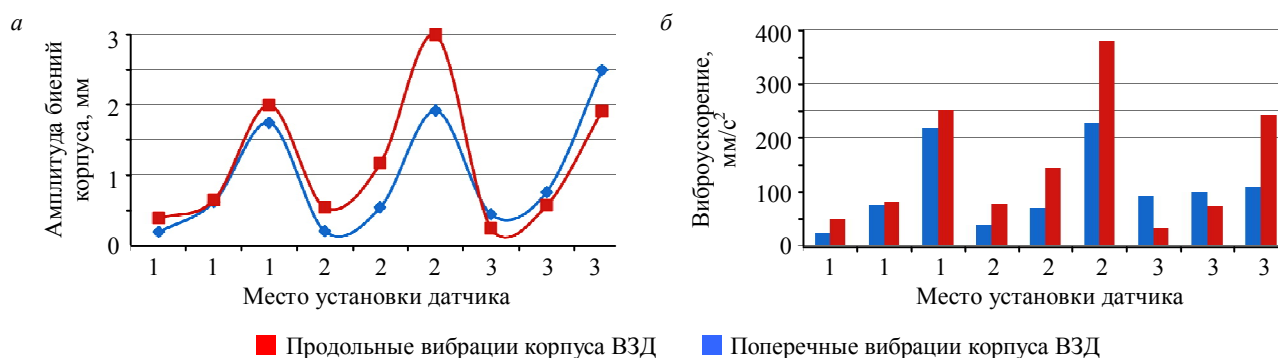


Рис.1. Амплитуда (а) и виброускорение (б) корпуса в зависимости от места установки датчика на корпусе двигателя  
1 – верхний переводник ВЗД; 2 – середина активной части рабочих органов ВЗД; 3 – верхний переводник шпинделя

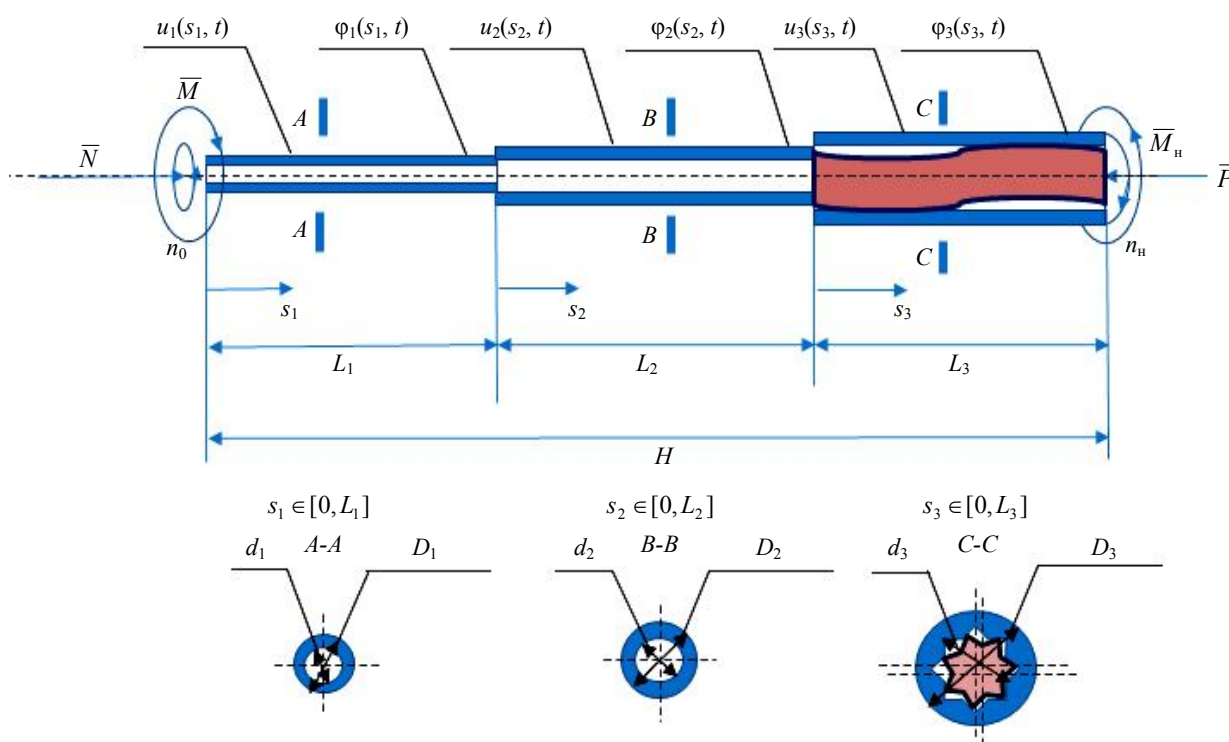


Рис.2. Расчетная схема исследования вращательных и поступательных колебаний работы системы ВЗД – КБТ

Примем, что участки изготовлены из различных материалов. Поэтому первому, второму, третьему участку соответствует скорость распространения вращательных колебаний соответственно  $\lambda_{L_1}$ ,  $\lambda_{L_2}$ ,  $\lambda_{L_3}$ , скорость распространения поступательных колебаний соответственно  $\chi_{L_1}$ ,  $\chi_{L_2}$ ,  $\chi_{L_3}$ . Расчетная схема для анализа поведения бурильной колонны при вращательном и поступательном движении представлена на рис.2.

Дифференциальное уравнение вращательного и поступательного движения составного разнородного стержня с граничными и начальными условиями [5]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t^2} + f_{\tau_1} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right) = \lambda_{L_1}^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial s_1^2}, \quad s_1 \in [0, L_1]; \\ \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} + f_{\tau_2} \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right) = \lambda_{L_2}^2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial s_2^2}, \quad s_2 \in [0, L_2]; \\ \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial t^2} + f_{\tau_3} \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right) = \lambda_{L_3}^2 \frac{\partial^2 \varphi_3}{\partial s_3^2}, \quad s_3 \in [0, L_3]. \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} + f_{\tau_1} \left( \frac{\partial u_1}{\partial t} \right) = \chi_{L_1}^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial s_1^2}, \quad s_1 \in [0, L_1]; \\ \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + f_{\tau_2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right) = \chi_{L_2}^2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial s_2^2}, \quad s_2 \in [0, L_2]; \\ \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2} + f_{\tau_3} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right) = \chi_{L_3}^2 \frac{\partial^2 u_3}{\partial s_3^2}, \quad s_3 \in [0, L_3]. \end{array} \right. \quad (5)$$

Граничные условия для вращательного и поступательного движения:

$$\begin{array}{ll} s_1 = 0; \varphi = n_0 t; M = G_1 J_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1}, & s_1 = 0; u_1 = h, N = E_1 F_1 \frac{\partial u_1}{\partial s_1}, \\ s_1 = L_1; s_2 = 0; G_1 J_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial s_1} = G_2 J_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2}, & s_1 = L_1; s_2 = 0; E_1 F_1 \frac{\partial u_1}{\partial s_1} = E_2 F_2 \frac{\partial u_2}{\partial s_2}, \\ s_1 = L_1; s_2 = 0; \varphi_1 = \varphi_2, & s_1 = L_1; s_2 = 0; u_1 = u_2, \end{array}$$



$$s_2 = L_2; s_3 = 0; G_2 J_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial s_2} = G_3 J_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3},$$

$$s_2 = L_2; s_3 = 0; E_2 F_2 \frac{\partial u_2}{\partial s_2} = E_3 F_3 \frac{\partial u_3}{\partial s_3},$$

$$s_2 = L_3; s_3 = 0; \varphi_2 = \varphi_3,$$

$$s_2 = L_3; s_3 = 0; u_2 = u_3,$$

$$s_3 = L_3; G_3 J_3 \frac{\partial \varphi_3}{\partial s_3} = -M_H(P, n_H).$$

$$s_3 = L_3; E_3 F_3 \frac{\partial u_3}{\partial s_3} = P(n_H).$$

Начальные условия для вращательного движения при  $t = 0$ :

$$\varphi_1(s_1, t = 0) = \frac{f_{\tau_1}(n_0)}{2\chi_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(n_0)L_1}{\chi_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) \right] \right\} s_1;$$

$$\varphi_2(s_2, t = 0) = f_1(L_1) + \frac{f_{\tau_2}(n_0)}{2\chi_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) \right] s_2;$$

$$\varphi_3(s_3, t = 0) = f_1(L_1) + f_2(L_2) + \frac{f_{\tau_3}(n_0)}{2\chi_{L_3}^2} s_3^2 - \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{M_H(P, n_H)}{G_3 J_3} \right) s_3;$$

$$s_1 \in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3];$$

$$\frac{\partial \varphi_1}{\partial t} = n_0, \quad \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} = n_0, \quad \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} = n_0.$$

Начальные условия для поступательного движения при  $t = 0$ :

$$u_1(s_1, t = 0) = \frac{f_{\tau_1}(n_0)}{2\chi_{L_1}^2} s_1^2 - \left\{ \frac{f_{\tau_1}(n_0)L_1}{\chi_{L_1}^2} + \theta \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{P(n_H)}{E_3 F_3} \right) \right] \right\} s_1;$$

$$u_2(s_2, t = 0) = f_1(L_1) + \frac{f_{\tau_2}(n_0)}{2\chi_{L_2}^2} s_2^2 - \left[ \frac{f_{\tau_2}(n_0)L_2}{\chi_{L_2}^2} + \varepsilon \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{P(n_H)}{E_3 F_3} \right) \right] s_2;$$

$$u_3(s_3, t = 0) = f_1(L_1) + f_2(L_2) + \frac{f_{\tau_3}(n_0)}{2\chi_{L_3}^2} s_3^2 - \left( \frac{f_{\tau_3}(n_0)L_3}{\chi_{L_3}^2} + \frac{P(n_H)}{E_3 F_3} \right) s_3;$$

$$s_1 \in [0, L_1], s_2 \in [0, L_2], s_3 \in [0, L_3];$$

$$\frac{\partial u_1}{\partial t} = \chi_{L_1} u_1, \quad \frac{\partial u_2}{\partial t} = \chi_{L_2} u_2, \quad \frac{\partial u_3}{\partial t} = \chi_{L_3} u_3,$$

где  $\varphi_1(s_1, t)$ ,  $\varphi_2(s_2, t)$ ,  $\varphi_3(s_3, t)$  – углы поворота текущих поперечных сечений колонны на соответствующих участках;  $s_1, s_2, s_3$  – текущее положение поперечного сечения;  $u_1(s_1, t)$ ,  $u_2(s_2, t)$ ,  $u_3(s_3, t)$  – поступательные перемещения текущих поперечных сечений колонны на соответствующих участках;  $s_1, s_2, s_3$  – текущее положение поперечного сечения;  $h$  – величина поступательного перемещения с сообщением, поперечном усечению оборота;  $f_{\tau_1} \left( \frac{\partial \varphi_1}{\partial t} \right)$ ,  $f_{\tau_2} \left( \frac{\partial \varphi_2}{\partial t} \right)$ ,  $f_{\tau_3} \left( \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \right)$  – дисси-

пассивные члены, характеризующие сопротивление вращению бурильной колонны на соответствующих участках;  $f_{\tau_1} \left( \frac{\partial u_1}{\partial t} \right)$ ,  $f_{\tau_2} \left( \frac{\partial u_2}{\partial t} \right)$ ,  $f_{\tau_3} \left( \frac{\partial u_3}{\partial t} \right)$  – диссипативные члены, характеризующие сопротивление поступательного перемещения бурильной колонны;  $n_0$  – скорость вращения верхнего торца колонны;  $G_1$ ,  $G_2$ ,  $G_3$  – модули сдвига материалов соответствующих участков;  $E_1$ ,  $E_2$ ,  $E_3$  – модули упругости материалов соответствующих участков при растяжении или сжатии;  $J_1$ ,  $J_2$ ,  $J_3$  – полярные моменты инерции поперечного сечения колонны на соответствующих участках;  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$  – площадь поперечного сечения колонны на соответствующих участках;  $M_n(P, n_n)$  – момент сопротивления вращению нижнего участка составного стержня со стороны горной породы;  $P$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня;  $P(n_n)$  – осевая нагрузка на торец нижнего участка составного стержня;  $n_n = \frac{\partial \varphi_3}{\partial t} \Big|_{s_3=L_3}$  – частота вращения торца нижнего участка составного стержня,  $\theta = \frac{G_1 J_1}{G_2 J_2}$  – коэффициент моментно-силового отношения первого и второго участков при вращении;  $\varepsilon = \frac{G_2 J_2}{G_3 J_3}$  – коэффициент моментно-силового отношения второго и третьего участков;  $\theta = \frac{E_1 F_1}{E_2 F_2}$  – коэффициент моментно-силового отношения первого и второго участков при поступательном перемещении;  $\varepsilon = \frac{E_2 F_2}{E_3 F_3}$  – коэффициент моментно-силового отношения второго и третьего участков при поступательном перемещении.

Наиболее ясно данная задача решается для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю. Для решения используются следующие формулы:

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left\{ \frac{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2}}{\mu_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_n + G_3 J_3 n_n}{\lambda_{L_3} \Delta M_n - G_3 J_3 n_n} \right] + G_2 J_2 n_0 \right)}{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2}}{\mu_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_n + G_3 J_3 n_n}{\lambda_{L_3} \Delta M_n - G_3 J_3 n_n} \right] - G_2 J_2 n_0 \right)} + G_1 J_1 n_0 \right\}, \\
 H &\leq \frac{\lambda_{L_1}}{\mu_1} \ln \left\{ \frac{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2}}{\mu_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_n + G_3 J_3 n_n}{\lambda_{L_3} \Delta M_n - G_3 J_3 n_n} \right] + G_2 J_2 \right)}{\lambda_{L_1} \ln \left( \frac{\lambda_{L_2}}{\mu_2} \ln \left[ \frac{\lambda_{L_3}}{\mu_3} \ln \frac{\lambda_{L_3} \Delta M_n + G_3 J_3 n_n}{\lambda_{L_3} \Delta M_n - G_3 J_3 n_n} \right] - G_2 J_2 \right)} + G_1 J_1 n_0 \right\}.
 \end{aligned} \tag{6}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} P = \frac{G_3 J_3}{\lambda_{L_3}} \left( n_0^2 \right) \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}}}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}}}}, \\ P_B = \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} P \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + kch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} n_0 \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) - ksh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}, \\ P_H = \frac{1 + ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} P \left( sh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + ksh \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}{1 - ke^{\frac{\mu_3 L_3}{\lambda_{L_3}}} n_0 \left( ch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) - kch \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) \right)}, \\ n_0^* = \frac{1 - k^2}{sh^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} + \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} + \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right) + kch^2 \left( \frac{\mu_1 L_1}{2\lambda_{L_1}} - \frac{\mu_2 L_2}{2\lambda_{L_2}} - \frac{\mu_3 L_3}{2\lambda_{L_3}} \right)}, \end{array} \right. \quad (7)$$

где  $L_1$  – длина колонны бурильных труб;  $L_2$  – длина колонны утяжеленных бурильных труб;  $L_3$  – длина корпуса винтового забойного двигателя и навигационной системы;  $k$  – коэффициент отражения волны, вращательных колебаний на границе раздела разнородных участков составного стержня,  $k = \frac{k_1 - k_2}{k_1 + k_2}$ ,  $k_1 = \frac{\lambda_{L_2} G_1 J_1 - \lambda_{L_1} G_2 J_2}{\lambda_{L_2} G_1 J_1 + \lambda_{L_1} G_2 J_2}$ ,  $k_2 = \frac{\lambda_{L_3} G_2 J_2 - \lambda_{L_2} G_3 J_3}{\lambda_{L_3} G_2 J_2 + \lambda_{L_2} G_3 J_3}$ ;  $\mu_1, \mu_2, \mu_3$  – коэффициенты

диссипации на соответствующих участках,  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}$  – скорость распространения вращательных колебаний на соответствующих участках;  $P_B$  и  $P_H$  – осевые нагрузки на нижний торец корпуса винтового забойного двигателя, соответствующие верхней и нижней границам автоколебаний;  $n_0^*$  – частота вращения ротора при  $P_B = P_H$ .

Задача для случая, в котором значения диссипативных членов системы равны нулю, и глубины распространения поступательных колебаний бурильного инструмента, представленного в виде составного стержня из трех разнородных участков, рассчитывается по системе (6). При этом производится замена  $G_1, G_2, G_3$  на  $E_1, E_2, E_3$  и  $J_1, J_2, J_3$  на  $F_1, F_2, F_3$ , а также  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}$  – скорости распространения вращательных колебаний на скорость распространения поступательных колебаний  $\chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3}$  на соответствующих участках. Полученные уравнения определяют условия возможности возникновения поступательных автоколебаний КБК, представленной в виде составного стержня в процессе совершения поступательного движения для углубления забоя скважины [13]. Осевые нагрузки на нижний торец корпуса винтового забойного двигателя, соответствующие верхней и нижней границам автоколебаний при поступательном движении  $P_B$  и  $P_H$ , определяются по уравнению (7). При этом производится замена скорости распространения вращательных колебаний  $\lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3}$  на  $\chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3}$ , а модуль упругости  $G_1, G_2, G_3$  и полярный момент инерции сечения  $J_1, J_2, J_3$  меняются на  $E_1, E_2, E_3$  и на  $F_1, F_2, F_3$  соответственно.

В результате проведенных расчетов по разработанной математической модели (5) выявлен диапазон наступления автоколебаний при вращении и поступательном перемещении системы ВЗД – КБТ.

Входные параметры для проведения расчетов вращательного и поступательного движений:

$$L_1 = 1800 \text{ м}; L_2 = 190 \text{ м}; L_3 = 10 \text{ м}; J_1 = 5,841 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; J_2 = 1,941 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4; J_3 = 4,928 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4;$$



$$k = 0,106; G_1 = G_2 = G_3 = 8 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \lambda_{L_1}, \lambda_{L_2}, \lambda_{L_3} = 3200 \text{ м/с}; n_0 = [0; 7] \text{ рад/с};$$

$$\mu_1 = 0,1; \mu_2 = 0,2; \mu_3 = 0,3;$$

$$L_1 = 1800 \text{ м}; L_2 = 190 \text{ м}; L_3 = 10 \text{ м}; F_1 = 1,018 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; F_2 = 1,81 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; F_3 = 8,042 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$k = 0,106; E_1 = E_2 = E_3 = 2 \cdot 10^{10} \text{ Па}; \chi_{L_1}, \chi_{L_2}, \chi_{L_3} = 5320 \text{ м/с}; n_0 = [0; 7] \text{ рад/с};$$

$$\mu_1 = 0,1; \mu_2 = 0,2; \mu_3 = 0,3.$$

Результаты математического моделирования представлены на рис.3. Сопоставление полученных результатов исследований колебаний корпуса ВЗД в стендовых условиях с расчетными значениями границ автоколебаний КБТ позволяют определить диапазон устойчивой работы системы ВЗД – КБТ. Значения, расположенные под линией, обозначенной нижней границей автоколебаний  $P_v$ , означают отсутствие вибрации – равномерное поступательное и вращательное движение инструмента, между верхней  $P_n$  и нижней  $P_v$  границами – временную остановку (заклинивание), выше верхней  $P_n$  – торможение (отсутствие вращения).

Разработанная методика определения требуемых параметров режима бурения наклонных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК, осуществляется следующим образом.

Производится запуск ВЗД и определяется перепад давления при его эксплуатации в режиме холостого хода. Затем создается требуемая (по плану работ и геолого-техническому наряду) нагрузка на долото и фиксируется перепад давления с учетом нагруженности героторного механизма. На основании диаграммы испытаний ВЗД на стенде графически определяется оптимальный диапазон частоты вращения вала при соответствующем перепаде давления. При этом отмечается максимально допустимое снижение частоты вращения вала ВЗД, соответствующее оптимальным амплитудам поперечных колебаний корпуса.

По разработанной математической модели производится расчет границ наступления автоколебаний бурильной колонны. После построения графических зависимостей определяются требуемая частота и нагрузка на долото, при которых КБТ находится в допустимом диапазоне устойчивой работы. Учитывая режимы устойчивой работы КБТ, производится согласование с нагрузкой на долото, при которой ВЗД также будет находиться в режиме оптимальных энергетических характеристик. В случае, если частота вращения вала ВЗД (согласно диаграмме стендовых испытаний), определенная по перепаду давления, уменьшилась более, чем на 70 %, производится снижение нагрузки на долото. На основе графических зависимостей (рис.3) диапазона границ наступления автоколебаний при заданных частотах вращения КБТ и нагрузки на долото, производится поправка частоты вращения верхнего привода с целью обеспечения устойчивой работы системы с сохранением механической скорости бурения [14, 15].

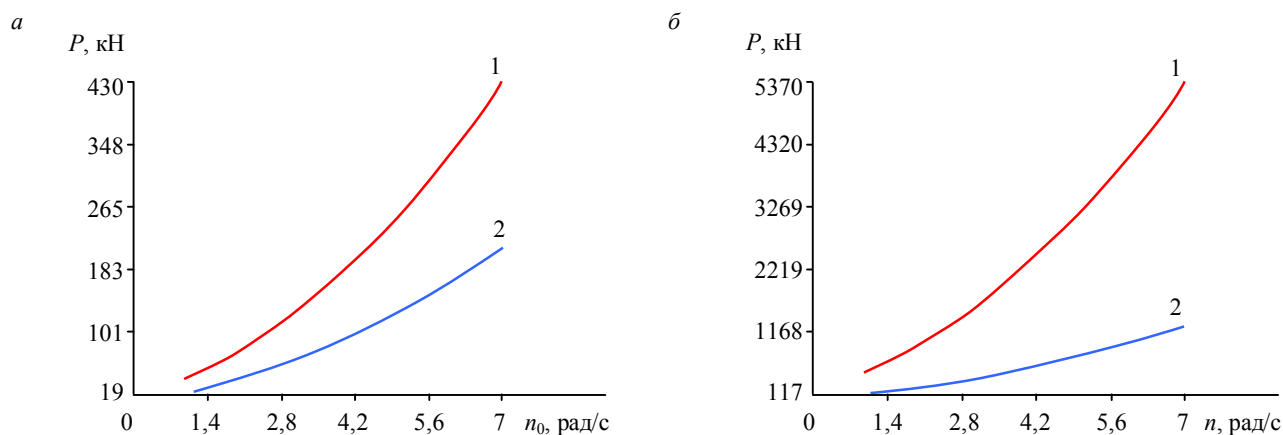


Рис.3. Границы вращательных (а) и поступательных автоколебаний (б) системы ВЗД – КБТ

1 –  $P_n$ ; 2 –  $P_v$



**Выводы.** На основе экспериментальных исследований определены амплитуды и частоты колебаний корпуса ВЗД по всей длине силовой секции рабочих органов и шпиндельной части для различных режимов работы двигателя. Установлено, что для снижения амплитуды поперечных колебаний двигателя и обеспечения его устойчивой работы диапазон частот вращения вала необходимо поддерживать в пределах 70 % от частоты вращения ВЗД в режиме холостого хода.

Разработана математическая модель системы ВЗД – КБТ, позволяющая прогнозировать диапазон наступления автоколебаний КБТ и границы вращательного и поступательного волнового возмущения для случая моделирования колонны как разнородного стержня при бурении наклонно-прямолинейных участков скважины.

Разработана методика определения требуемых параметров режима бурения наклонно-прямолинейных участков скважины, обеспечивающих устойчивую работу КНБК, основанная на условиях поддержания стабильного функционирования системы с учетом предельно допустимой частоты вращения ВЗД и границ наступления автоколебаний КБТ.

Разработанные методика и технические рекомендации, направленные на обеспечение устойчивой работы ВЗД с одновременным вращением бурильной колонны при бурении наклонно-направленных скважин, используются в филиале ООО «ЛУКОЙЛ-Инжиниринг» – «Когалым-НИПИнефть».

## ЛИТЕРАТУРА

1. Двойников М.В. Анализ результатов исследований технико-технологических параметров бурения наклонных скважин // Записки Горного института. 2017. Т. 223. С. 86-92. DOI: 10.18454/PMI.2017.1.86
2. Двойников М.В. Оптимизация параметров бурения участков стабилизации зенитного угла / М.В.Двойников, П.А.Блинов, В.А.Морозов // Известия высших учебных заведений. Нефть и газ. 2016. № 6. С. 65-71.
3. Двойников М.В. Проектирование траектории скважин для эффективного бурения роторными управляемыми системами // Записки Горного института. 2018. Т. 231. С. 254-262. DOI: 10.25515/PMI.2018.3.254
4. Двойников М.В. Технические и технологические решения, обеспечивающие устойчивую работу винтового забойного двигателя / М.В.Двойников, Ю.Д.Мураев // Записки Горного института. 2016. Т. 218. С. 198-205.
5. Исследование динамики работы бурильной колонны и винтового забойного двигателя / М.В.Двойников, П.А.Блинов, В.А.Морозов, А.А.Куншин // Вестник ассоциации буровых подрядчиков. 2016. № 2. С. 8-12.
6. Морозов В.А. Обоснование выбора параметров режима направленного бурения скважин винтовыми забойными двигателями / В.А.Морозов, М.В.Двойников // Строительство нефтяных и газовых скважин на суше и на море. 2019. № 2. С. 15-18. DOI: 10.30713/0130-3872-2019-2-15-18
7. Морозов В.А. Исследование оптимального диапазона устойчивой работы системы «долото – винтовой забойный двигатель – бурильная колонна» / В.А.Морозов, М.В.Двойников, П.А.Блинов // Нефтегазовое дело. 2018. Т. 16. № 2. С. 35-43.
8. Юнин Е.К. Динамика глубокого бурения / Е.К.Юнин, В.К.Херай. М.: ООО «Недра-Бизнесцентр», 2004. 286 с.
9. Liu X.H. Downhole Propulsion/Steering Mechanism for Wellbore Trajectory Control in Directional Drilling / X.H.Liu, Y.H.Liu, D.Feng // Applied Mechanics and Materials. 2013. Vol. 318. P. 185-190.
10. Larsen Lena Kyrvestad. Tools and Techniques to Minimize Shock and Vibration to the Bottom Hole Assembly // University of Stavanger. 2014. P. 135. URL: <https://brage.bibsys.no/xmlui/handle/11250/220906>
11. Leine R.I. Stick-slip whirl interaction in drillstring dynamics / R.I.Leine, D.H. van Campen, W.J.G.Keultjes // ASME Journal of Vibration and Acoustics. 2002. Vol. 124(2). P. 209-220.
12. Li Z. Analysis of longitudinal vibration of drillstring in air and gas drilling / Z.Li, B.Guo // Rocky Mountain Oil and Gas Technology Symposium. Denver. Colorado. SPE 107697-MS. Society of Petroleum Engineers. 2007. DOI: org/10.2128/107697-MS
13. Samuel R. Vibration Analysis and Control with Hole-Enlarging Tools / R.Samuel, J.E.Robertson // Annual Technical Conference and Exhibition. Florence. Italy. SPE 134512-MS. Society of Petroleum Engineers. 2010. DOI: org/10.2118/134512-MS
14. Vromen T.G.M. Control of stick-slip vibrations in drilling systems: PhD thesis / Eindhoven University of Technology. Eindhoven, 2015, p. 256.
15. Zhu Xiaohua A literature review of approaches for stick-slip vibration suppression in oilwell drillstring / Zhu Xiaohua, Liping Tang, Qiming Yang // Advances in Mechanical Engineering. 2014. № 6. DOI: 10.1155/2014/967952

**Авторы:** В.С.Литвиненко, д-р техн. наук, ректор, [rectorat@spmi.ru](mailto:rectorat@spmi.ru) (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия), М.В.Двойников, д-р техн. наук, заведующий кафедрой, [dvoynikov@spmi.ru](mailto:dvoynikov@spmi.ru) (Санкт-Петербургский горный университет, Санкт-Петербург, Россия).

Статья поступила в редакцию 30.10.2019.

Статья принята к публикации 17.12.2019.