

Ф.Л. Шевченко, Ю.В. Петтик

ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ ПРОТЕКАЮЩЕЙ ЖИДКОСТИ НА УСТОЙЧИВОСТЬ БУРИЛЬНОЙ КОЛОННЫ

У роботі наведено теоретичне обґрунтування та розрахунок впливу швидкості рідини, що протікає усередині бурильної колони, на її стійкість. Дано розрахунок критичних швидкостей руху рідини залежно від способів закріплення кінців колони.

В работе приведено теоретическое обоснование и расчет влияния скорости жидкости протекающей внутри бурильной колонны на ее устойчивость. Дан расчет критических скоростей движения жидкости в зависимости от способов закрепления концов колонны.

The theoretical validation and calculation of the influence of the liquid flow velocity inside boring column on its stability are presented. The calculation of critical values of liquid velocity is done depend on boring column ends fixity.

Жидкость, протекающая внутри различных трубопроводов, гидроарматуры и т.д., может существенно влиять на устойчивость конструкции, повышая или понижая ее. Так, движущаяся внутри трубы жидкость может при критических значениях скоростей потока привести к потере ее устойчивости колонны и даже к ее разрушению [1].

В работах [2, 3] показано, что при небольших скоростях движения промывочной жидкости (характерно для геологоразведочного бурения) можно пренебречь влиянием центробежных сил инерции жидкости на устойчивость бурильных труб. Однако с повышением скорости движения жидкости внутри бурильных труб критическая нагрузка значительно уменьшается, особенно при промывке растворами с большой плотностью.

Изучение влияния скорости движения протекающей жидкости в бурильных трубах большого диаметра на их устойчивость представляет важную задачу для обеспечения нормальной и устойчивой работы элементов таких конструкций.

При сооружении шахтных стволов и скважин большого диаметра, в условиях Донбасса, широко используются специальные способы бурения, в том числе и бурение реактивно-турбинными бурами (РТБ). Кроме этого, бурение РТБ может применяться для проходки верхних интервалов нефтяных, газовых, водопонижающих, технических и т.п. скважин, а также для гидротехнических сооружений (например, пирсов, причалов, береговых укреплений, русловых опор железнодорожных и автомобильных мостов и др.). При этом используют роторно-турбинные буры и реактивно-турбинные буры, которые обеспечивают превращение гидравлической энергии потока промывочной жидкости в механическую энергию валов, вращающих режущие долота. Однако до настоящего времени нет теоретического обоснования влияния скорости протекающей жидкости на устойчивость бурильной колонны для буровых установок с РТБ.

Целью данной работы является изучение влияния скорости протекающей жидкости внутри бурильной

колонны буровых установок с РТБ и способа закрепления концов колонны на ее устойчивость, а также определение критических скоростей жидкости, приводящих к потере устойчивости при различных технологических режимах работы колонны.

Для проходки вертикальных скважин применяются РТБ диаметром от 760 мм до 5000 мм, которые позволяют бурить скважину за один проход инструмента без последующего её расширения. Буровые установки с РТБ (рис. 1, а, б) состоят из комплекса поверхностного оборудования, используемого для бурения нефтяных и газовых скважин, в которых изменены конструкция основания, насосный блок и т.п. В качестве бурильной колонны используются стандартные бурильные трубы 1 с наружным диаметром 168 мм с замковыми соединениями 2. Забойный агрегат РТБ (рис. 1, б) буровой установки состоит из траверсы 3, размер которой определяет диаметр бурения, к ниппелям 4 траверсы присоединены 2-4 турбобура 5 (гидравлических турбин), на валах которых установлены шарошечные долота 6, диаметром значительно меньшими диаметра скважины. На корпусах турбобуров расположены утяжелители 7, обеспечивающие создание осевой нагрузки на долота. Таким образом, агрегаты РТБ представляют собой монолитную конструкцию, в которой турбобуры жестко соединены между собой.

Промывочная жидкость подается с поверхности поршневыми или центробежными насосами по бурильной колонне 1, и через каналы в траверсе поступает к турбобурам и приводит их во вращение. Шарошечные долота, вращаясь вокруг своей оси и вступая в контакт с забоем 9, совершают планетарное движение вокруг вертикальной оси агрегата, теоретически совпадающей с осью скважины, обрабатывают всю площадь забоя. Мощность турбобуров зависит от напора и подачи насосов, которую можно регулировать. Поток промывочной жидкости, выйдя из отверстия в долоте, омывает забой, поднимается по стволу на поверхность и выносит разбуренную породу в отстойник. Агрегат РТБ можно дополнительно вращать с помощью ротора 8.

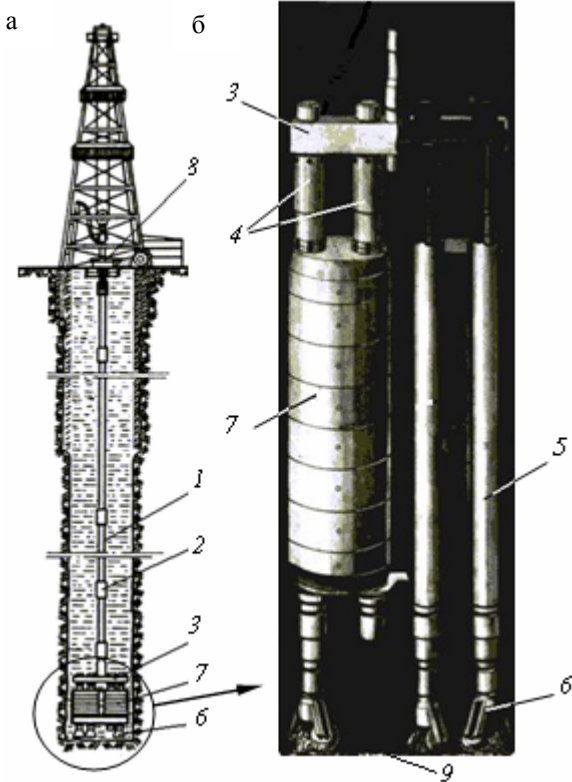


Рис. 1. Общій вид бурової установки с РТБ и забойного агрегата: а – общій вид бурової установки с РТБ; б – забойний агрегат РТБ

Определим значение критической скорости промывочной жидкости, протекающей в бурильной колонне буровых установок с РТБ, при которой произойдет потеря устойчивости для различных условий ее закрепления.

Рассмотрим расчетную схему (рис. 2), на которой показано, как погонная масса жидкости m перемещается со скоростью v по дуге радиуса ρ во внутреннем отверстии стержня. При этом погонная масса жидкости имеет угловую скорость $\omega = \frac{v}{\rho}$, что вызывает центробежную силу с интенсивностью $q = m\omega^2\rho = m\frac{v^2}{\rho}$. Подставляя сюда кривизну стержня $\frac{1}{\rho} = \frac{d^2y(x)}{dx^2}$, получим интенсивность нагрузки, вызывающую его изгиб

$$q = -mv^2 \frac{d^2y(x)}{dx^2}. \quad (1)$$

Здесь отрицательный знак указывает на то, что в выбранной системе координат при положительной кривизне $y''(x)$ прогибы $y(x)$ отрицательны.

На основании известного дифференциального уравнения изогнутой оси упругого стержня с жесткостью при изгибе EJ

$$\frac{d^4y(x)}{dx^4} = \frac{q}{EJ}$$

получаем дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня от центробежных сил в случае потери прямолинейной формы равновесия

$$\frac{d^4y(x)}{dx^4} + k^2 \frac{d^2y(x)}{dx^2} = 0, \quad (2)$$

где $k = v\sqrt{\frac{m}{EJ}}$.

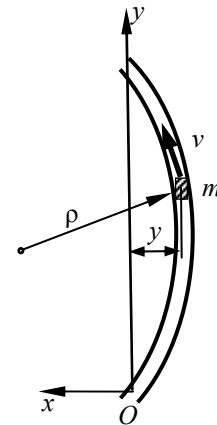


Рис. 2. Расчетная схема

Решение уравнения (2) известно в виде

$$y(x) = A + Bx + C \cos kx + D \sin kx. \quad (3)$$

Отсюда дифференцированием находим уравнения углов поворота

$$y'(x) = B - Ck \sin kx,$$

изгибающих моментов

$$M(x) = EJy''(x) = EJk^2(C \cos kx + D \sin kx)$$

и поперечных сил

$$Q(x) = EJy'''(x) = EJk^3(C \sin kx - D \cos kx).$$

Выразим постоянные интегрирования в (3) через начальные параметры из условий: $y(0) = y_0$, $y'(0) = y'_0$, $M(0) = M_0$, $Q(0) = P_0$.

Из этих условий находим постоянные интегрирования и подставляем их в (3), после приведения подобных получим уравнение изогнутой оси стержня в начальных параметрах

$$y(x) = y_0 + y'_0x + \frac{M_0}{k^2EJ}(1 - \cos kx) + \frac{P_0}{k^3EJ}(kx - \sin kx). \quad (4)$$

Подчиняя это уравнение условиям закрепления стержня на опорах, получим систему однородных уравнений, определитель которой приравняем нулю и получаем уравнение устойчивости стержня. Первый его корень соответствует наименьшему значению параметра $\lambda = kl$, который определяет критическую скорость протекающей жидкости, при которой произойдет потеря устойчивости стержня

$$v_{кр} = \frac{\lambda}{l} \sqrt{\frac{EJ}{m}}. \quad (5)$$

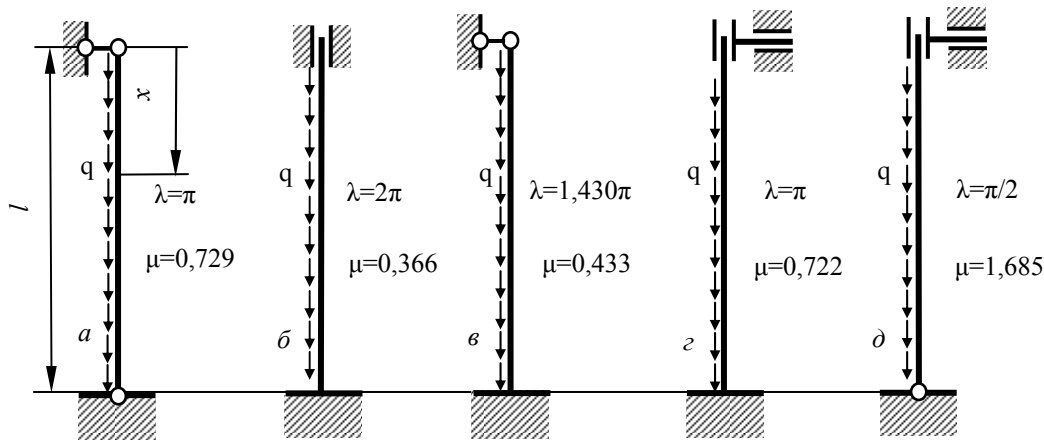


Рис. 3. Расчетные схемы опорных закреплений стержней: \$\lambda\$ – коэффициент критической скорости в формуле (5); \$\mu\$ – коэффициент приведения длины весомого стержня

Рассмотрим основные случаи закрепления стержня на опорах (рис. 3). При шарнирном закреплении стержня сверху (рис. 3, а) при условиях \$y(0) = 0\$ и \$M(0) = 0\$ уравнения изогнутой оси, углов поворота и изгибающих моментов принимают вид:

$$\begin{aligned}
 y(x) &= y'_0 x + \frac{P_0}{k^3 EJ} (kx - \sin kx); \\
 y'(x) &= y'_0 + \frac{P_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx); \\
 y''(x) &= \frac{P_0}{k EJ} \sin kx.
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Из условий закрепления стержня на нижней опоре получаем систему однородных уравнений

$$\begin{aligned}
 y(l) &= y'_0 l + \frac{P_0}{k^3 EJ} (\lambda - \sin \lambda) = 0; \\
 y'(l) &= y'_0 + \frac{P_0}{k^2 EJ} (1 - \cos \lambda) = 0; \\
 y''(l) &= \frac{P_0}{k EJ} \sin \lambda.
 \end{aligned}$$

Из условия \$M(l) = \frac{P_0}{k} \sin \lambda = 0\$ находим \$\lambda = \pi\$.

По формуле (5) находим критическую скорость жидкости

$$v_{кр} = \frac{\pi}{l} \sqrt{\frac{EJ}{m}}.
 \tag{7}$$

Для случая скользящей опоры в верхнем сечении стержня (рис. 3, б) условия при \$x = 0\$ \$y(0) = y'(0) = 0\$ определяют систему уравнений:

$$y(x) = \frac{M_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx) + \frac{P_0}{k^3 EJ} (kx - \sin kx);
 \tag{8}$$

$$y'(x) = \frac{M_0}{k EJ} \sin kx + \frac{P_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx).
 \tag{9}$$

На нижней опоре для жесткой заделки при \$x = l\$ \$y(l) = y'(l) = 0\$. Из этих условий получаем систему уравнений (8), (9), определитель которой приводит к уравнению устойчивости

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{2}{\lambda} \left(\frac{1}{\cos \lambda} - 1 \right),
 \tag{10}$$

первый корень которого \$\lambda = 2\pi\$ определяет критическую скорость движения жидкости в виде зависимости

$$v_{кр} = \frac{2\pi}{l} \sqrt{\frac{EJ}{m}}.
 \tag{11}$$

Для случая жесткого защемления внизу и шарнирного опирания сверху колонны (рис. 3, в) условия при \$x = 0\$ такие же, как и в первом случае. Используя уравнения (6) и условия в защемлении при \$x = l\$ \$y(l) = y'(l) = 0\$, получаем систему уравнений

$$\begin{aligned}
 y(l) &= y'_0 l + \frac{P_0}{k^3 EJ} (\lambda - \sin \lambda) = 0; \\
 y'(l) &= y'_0 + \frac{P_0}{k^2 EJ} (1 - \cos \lambda) = 0.
 \end{aligned}$$

Приравняв определитель этой системы нулю, получаем уравнение устойчивости \$\operatorname{tg} \lambda = \lambda\$, первый корень которого \$\lambda = 1,430\pi\$ определяет критическую скорость жидкости

$$v_{кр} = \frac{1,430\pi}{l} \sqrt{\frac{EJ}{m}}.
 \tag{12}$$

Для случая скользящей горизонтально смещающейся заделки на верхнем конце стержня (рис. 3, з) условия на верхней опоре \$y'_0 = P_0 = 0\$ определяют систему уравнений:

$$y(x) = y_0 + \frac{M_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx), \quad y'(x) = \frac{M_0}{k EJ} \sin kx.
 \tag{13}$$

Из условия \$y'(l) = \frac{M_0}{k EJ} \sin \lambda = 0\$ получаем \$\lambda = \pi\$, что определяет критическую скорость (7).

В случае скользящей, горизонтально смещающейся заделки стержня сверху и шарнирного его опирания внизу (рис. 3, д) используем уравнения (13):

$$y(x) = y_0 + \frac{M_0}{k^2 EJ} (1 - \cos kx), \quad y'(x) = \frac{M_0}{k EJ} \sin kx, \\ M(x) = M_0 \cos kx.$$

Из условия закрепления на нижней опоре $M(l) = M_0 \cos \lambda = 0$, находим $\lambda = \pi/2$, и критическая скорость будет

$$v_{кр} = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{EJ}{m}}. \quad (14)$$

Исходные данные возьмем применительно к трубному ставу реактивно турбинного бурения (РТБ): внутренний диаметр бурильной трубы $d = 150$ мм, жесткость поперечного сечения трубы при изгибе $EJ = 2,85 \cdot 10^6$ Нм², плотность промывочной жидкости $\gamma = 1,18 \cdot 10^3$ кг/м³, погонная масса жидкости

$$m = \frac{\pi d^2}{4} \gamma = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} \cdot 1,18 \cdot 10^3 = 20,85 \text{ кг/м.}$$

Минимальная критическая скорость движения жидкости для случая закрепления в рис. 3, (например, при глубине бурения $l = 500$ м) будет численно равна

$$v_{кр} = \frac{\pi}{2l} \sqrt{\frac{EJ}{m}} = \frac{0,86}{500} \sqrt{\frac{2,85 \cdot 10^6}{20,85}} = 1,16 \text{ м/с,}$$

а минимальная критическая скорость протекающей жидкости для случая закрепления \bar{b} (рис. 3) будет в $2\pi/0,5\pi = 4$ раза больше, т.е. $v_{кр} = 4,64$ м/с.

Выше были рассмотрены вертикальные, невесомые стержни или горизонтально расположенные трубопроводы. Заметим, что в вертикальных растянутых стержнях потери устойчивости быть не может.

Расчет на устойчивость весомих стержней с учетом собственного веса и скорости протекающей жидкости представляет определенные математические трудности. Ограничимся приближенным расчетом, основанным на следующих допущениях.

Бурильные колонны системы РТБ испытывают растяжение в условиях технологических режимов и лишь в отдельных случаях они могут быть сжаты. Критическая длина сжатых собственным весом стержней определяется по известной формуле [4, 5]

$$l_{кр} = 3 \sqrt{\frac{\pi^2 EJ}{\mu^2 q}}, \quad (15)$$

где μ – коэффициент приведения длины (см. рис. 3); q – погонный вес бурильной колонны, Н/м.

С другой стороны, критическую длину невесомих стержня в зависимости от скорости протекающей жидкости можно найти из выражения (5) в виде

$$l_{кр} = \frac{\lambda}{v_{кр}} \sqrt{\frac{EJ}{m}}.$$

Приравнявая эти два значения критических длин, можно найти критическую скорость движения жидкости внутри канала стержня, сжатого собственным весом

$$v_{кр} = \lambda \sqrt{\frac{EJ}{m}} \cdot \left(3 \sqrt{\frac{\pi^2 EJ}{\mu^2 q}} \right)^{-1}. \quad (16)$$

Как результат, получим упрощенную зависимость для определения критических скоростей движения жидкости для бурильных колонн буровых установок с РТБ в общем виде

$$v_{кр} = \lambda \sqrt{\frac{2,85 \cdot 10^6}{20,85}} \cdot \left(3 \sqrt{\frac{\pi^2 \cdot 2,85 \cdot 10^6}{\mu^2 \cdot 297,6}} \right)^{-1} = \\ = 8,116 \cdot \lambda \cdot \sqrt[3]{\mu^2}. \quad (17)$$

Вычисленные по этой формуле критические скорости движения жидкости приведены в табл.

Таблица
Расчетные параметры бурильной колонны РТБ

Схема (рис. 3)	Коэффициент критической скорости λ	Коэффициент приведения длины весомих стержня μ	Критическая скорость $v_{кр}$, м/с
<i>a</i>	π	0,729	20,63
<i>b</i>	2π	0,366	26,09
<i>в</i>	$1,430\pi$	0,433	20,85
<i>г</i>	π	0,722	20,52
<i>д</i>	$\pi/2$	1,685	18,05

Таким образом, используя выражения (5) – для невесомих и (17) – для весомих бурильных колонн буровых установок с РТБ, можно определять критические скорости движения жидкости, при достижении которых колонна теряет устойчивость. Зная $v_{кр}$ и меняя подачу промывочной жидкости в бурильную колонну, можно предотвратить потерю ее устойчивости.

Предложенные зависимости можно использовать и для других типов буровых установок.

Список литературы

1. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: современные концепции, парадоксы и ошибки. – Изд. 6-е. – М.: КомКнига, 2007. – 352 с.
2. Эпштейн Е.Ф., Мацейчик В.И., Ивахин И.И., Асатурян А.Ш. Расчет бурильных труб в геологоразведочном бурении. – М.: Недра, 1979. – 160 с.
3. Сароян А.Е. Теория и практика работы бурильной колонны. – М.: Недра, 1990. – 264 с.
4. Шевченко Ф.Л. Механика упругих деформируемых систем. Ч. 2. Сложное сопротивление. – Изд. 2-е. – Донецк: РВВ, 2007. – 306 с.
5. Поляков Г.Д., Булгаков Е.С., Шумов Л.А. Проектирование, расчет и эксплуатация буровых установок. – М.: Недра, 1983. – 318 с.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.П. Франчуком 06.10.09