

И.Г. Соловьев, И.А. Шайнуров

ДИНАМИКА НАТЯЖЕНИЯ ПОДВЕСКИ «НКТ — УЭЦН» ПРИ ПОДЪЕМЕ УСТАНОВКИ

Разработана математическая модель оценки степени растяжения подвески многозвенной конструкции «насосно-компрессорная труба — погружной электронасос» при подъеме и демонтаже оборудования из скважины. Рассмотрена задача управления натяжными усилиями посредством регулировки скорости подъема.

Скважина, подвеска, звенья, натяжные усилия, предельное растяжение, вес, трение, обрыв, муфты крепления, динамика подъема, координаты состояния.

Высокая степень финансовых рисков ремонтно-восстановительных работ, связанных с заменой отказавших электронасосов, связана с операцией подъема и демонтажа подвески «НКТ — УЭЦН». Главный фактор ущерба — кратное увеличение стоимости ремонта, а возможно, и «потеря» скважины в случае обрыва подвески в любом интервале сочленения многозвенной конструкции. Критические усилия разрыва вдоль ствола конструкции неодинаковы, особенно для погружных систем, имеющих к концу срока эксплуатации высокую интенсивность вибраций. Наиболее низкий показатель усилий разрыва приходится на место сочленений НКТ с насосом. Статистика отказов УЭЦН по фактам «полетов» достаточно представительна [1].

Динамика натяжений при подъеме конструкции сильно зависит от параметров кривизны ствола скважины, соотношения диаметров обсадной колонны, муфт НКТ, извлекаемой погружной системы (ПЭД) [2]. Критичные натяжные усилия приходятся на периоды прохождения сравнительно длинной и большей по диаметру конструкции УЭЦН интервалов ствола с наибольшими углами кривизны.

Контроль усилий осуществляется гидравлическим индикатором веса [3] на устье скважины. Величина усилий регулируется скоростью подъема и малыми соосными смещениями направления вертикальной тяги при возрастаниях сил трения подвески об обсадную колонну.

Незнание пороговых усилий разрывов в местах сочленений звеньев повышает потенциал риска от фактора неопределенности. В то же время априорная информация о конструкции скважинной системы, оценки предельно допустимых усилий подъема по данным о вибрации в период эксплуатации позволяют прогнозировать фактические нагрузки подъема и упреждать возможные пиковые растяжения.

Решение сформулированной задачи управления подъемом основывается на построении динамической модели упругих растяжений конструкции подвески.

Геометрическая схема наклонно-направленной скважинной системы, приведенная на рис. 1, характеризуется следующими параметрами и состояниями:

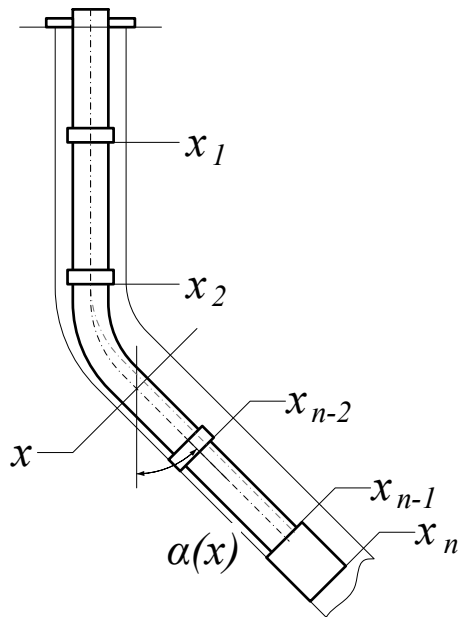


Рис. 1. Геометрическая схема многосвязной конструкции скважины

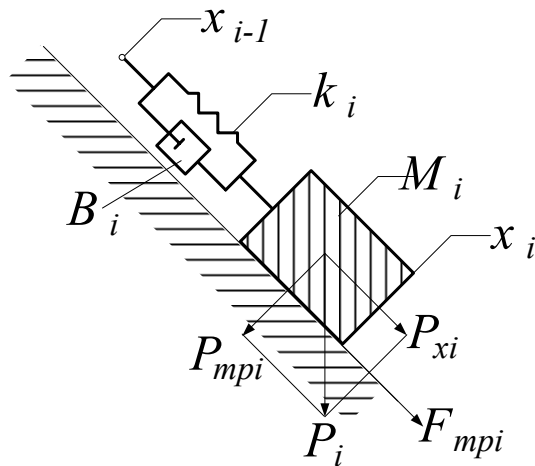


Рис. 2. Схема конечномерной аппроксимации i -го звена подвески

$l_i = l, i = \overline{1, n-1}$ — длина насосно-компрессорной трубы (НКТ) в горизонтальном положении, образующих $n-1$ -звенную структуру подвески;

l_n — длина УЭЦН;

$P_i = P = Mg$ — вес НКТ (M, g — масса НКТ и ускорение свободного падения);

$P_n = M_n g$ — вес погружной установки;

$\alpha(x)$ — угол отклонения ствола скважины от вертикали на глубине x ;
 x — координата глубины погружения от устья вдоль ствола скважины;
 x_i — координата положения низа i -го сегмента конструкции, так, что:

$e_i = x_i - x_{i-1} - l_i$ — величина растяжения i -го сегмента, определяемая:

- k_i — его коэффициентом упругости,
- растягивающей составляющей сил собственного веса P_{xi} и составляющих весов ниже прикрепленной подвески $P_{\Sigma xi}$.

Конечномерная аппроксимация пространственно (линейно) распределенной конструкции i -го звена, представленная на рис. 2, поясняет схему действующих сил, определяющих динамику растяжения сегмента при перемещении конструкции вдоль/по поверхности обсадной колонны.

Статика растяжения i -го звена НКТ определяется продольной составляющей силы растяжения от собственного веса P_i , т.е.

$$P_{xi} = P_i \cos \alpha(x_i),$$

и соответствующих сил растяжения, обусловленных весом и углами позиционирования нижестоящих звеньев — $P_{\Sigma i+1}$. В рамках линейной теории упругости имеем

$$k_i(x_i - x_{i-1} - l_i) = P_i \cos \alpha(x_i) + P_{\Sigma i+1}.$$

Система уравнений равновесного состояния конструкции из n сегментов записывается следующим образом:

$$\begin{aligned} k_n(x_n - x_{n-1} - l_n) &= P_n \cos \alpha(x_n), \\ k_{n-1}(x_{n-1} - x_{n-2} - l_{n-1}) &= P_{n-1} \cos \alpha(x_{n-1}) + k_n(x_n - x_{n-1} - l_n), \\ &\dots \\ k_i(x_i - x_{i-1} - l_i) &= P_i \cos \alpha(x_i) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i - l_{i+1}), \\ &\dots \\ k_1(x_1 - x_0 - l_1) &= P_1 \cos \alpha(x_1) + k_2(x_2 - x_1 - l_2), \end{aligned} \quad (1)$$

где x_0 — координата верха первого звена ($x_0 = 0$). В условиях движения

$$\dot{x}_0(t) = -v(t)$$

координаты состояния конечномерной модели подвески становятся динамическими, приобретая составляющие скоростей $\dot{x}_i(t)$ и ускорений $\ddot{x}_i(t)$. Основываясь на классической механике Лагранжа [4], динамику колебательных переходных процессов n -звенной конструкции введем, согласно рис. 2, системой уравнений вида

$$\left\{ \begin{array}{l} M_n \ddot{x}_n + (B + b_n(x_n)) \dot{x}_n + k_n(x_n - x_{n-1} - l_n) = P_n \cos \alpha(x_n), \\ M_{n-1} \ddot{x}_{n-1} + (B + b_{n-1}(x_{n-1})) \dot{x}_{n-1} + k_{n-1}(x_{n-1} - x_{n-2} - l_{n-1}) - k_n(x_n - x_{n-1} - l_n) = \\ = P_{n-1} \cos \alpha(x_{n-1}), \\ \dots \\ M_1 \ddot{x}_1 + (B + b_1(x_1)) \dot{x}_1 + k_1(x_1 - x_0 - l_1) - k_2(x_2 - x_1 - l_2) = P_1 \cos \alpha(x_1). \end{array} \right. \quad (2)$$

С учетом конструктивной однородности НКТ ($l_i = l$, $M_i = M$, $k_i = k$, $P_i = P$, $i = \overline{1, n-1}$) система приводится к упрощенному виду:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_n \ddot{x}_n + (B + b_n(x_n)) \dot{x}_n + k_n(x_n - x_{n-1} - l) = P_n \cos \alpha(x_n), \\ M \ddot{x}_{n-1} + (B + b_{n-1}(x_{n-1})) \dot{x}_{n-1} + k(x_{n-1} - x_{n-2} - l) - k_n(x_n - x_{n-1} - l) = \\ = P \cos \alpha(x_{n-1}), \\ \dots \\ M \ddot{x}_i + (B + b_i(x_i)) \dot{x}_i + k(2x_i - x_{i-1} - x_{i+1}) = P \cos \alpha(x_i), \\ \dots \\ M \ddot{x}_1 + (B + b_1(x_1)) \dot{x}_1 + k(2x_1 - x_2 - x_0) = P \cos \alpha(x_1). \end{array} \right.$$

Демпфирование колебаний, обусловленных вязким трением подвески о задавочную жидкость глушения скважины, учитывается параметром B . Однако более значимые влияния на гашение колебаний и растяжку конструкции имеют силы трения, обусловленные контактами подвески с обсадной колонной. Сила соприкосновения, учитываемая функцией $b_i(x_i)$ в (2), имеет три составляющие:

$$b_i(x_i) = b_{1i}(x_i) + b_{2i}(x_i) + b_{3i}(x_i),$$

$b_{1i}(x_i)$ — прижимающая константа силы тяжести (рис. 2) i -го звена

$$b_{1i}(x_i) = b_{1P} P \sin \alpha(x_i), \quad (3)$$

обусловленная угловым положением ствола скважины, $b_{2i}(x_i)$ — сжатие от упругого изгиба сегмента в местах значительной кривизны колонны, $b_{3i}(x_i)$ — факторы пикового торможения, связанные с поперечными выпуклостями конструкции (буксы) НКТ и увеличенным радиусом УЭЦН.

Рассмотрим одну из возможных схем формирования параметрических функций трения $b_{2i}(x_i)$. Согласно рис. 3, поперечные прогибы в местах повышенной кривизны колонны, заданных интервалами глубин $x \in [h_j - \Delta h_j, h_j]$, будем учитывать условной выпуклостью спрямленного образа колонны, а зоны соприкосновения — локальными выпуклостями сегментов НКТ, отсчитанных от координаты x_i , т.е. интервалом $[x_i - \Delta x_i, x_i]$.

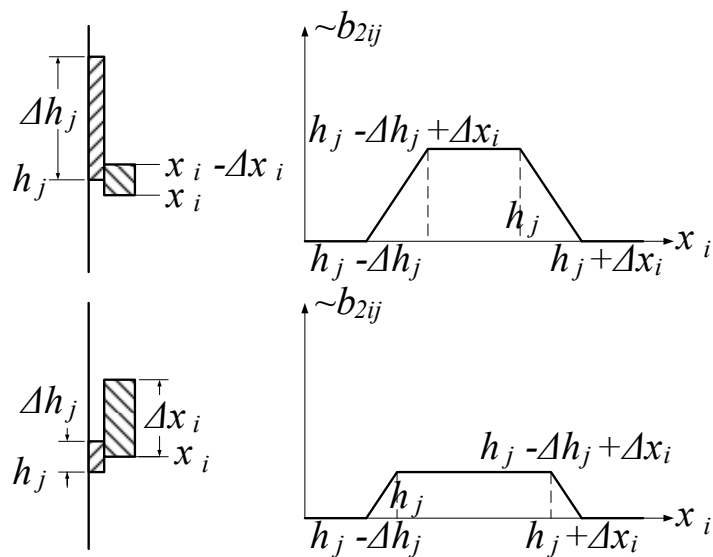


Рис. 3. Схема и графики, пропорциональные функции трения

В названных предположениях коэффициент трения, пропорциональный уровню перекрытия выделенных интервальных зон, соответствует графикам, представленным на рис. 3, которые описываются формулой

$$b_{2ij} = (x_i - h_j + \Delta h_j)_+ - (x_i - h_j + \Delta h_j - \Delta x_i)_+ - (x_i - h_j)_+ + (x_i - h_j - \Delta x_i)_+. \quad (4)$$

Учет суммарных взаимодействий полного множества выделяемых интервалов приводит к следующему результату:

$$b_{2i} = b_i \sum_j b^j [(x_i - h_j + \Delta h_j)_+ - (x_i - h_j + \Delta h_j - \Delta x_i)_+ - (x_i - h_j)_+ + (x_i - h_j - \Delta x_i)_+], \quad (5)$$

где b_i — параметр, определенный степенью выпуклости i -го сегмента НКТ или b_n — увеличенным радиальным размером погружного двигателя, b^j — параметр пропорциональный степени кривизны колонны в интервале $[h_j - \Delta h_j, h_j]$.

В рамках введенных соотношений (2–5) рассмотрим задачу оценки предельных растяжений звеньев подвески в условии стационарной скорости подъема конструкции. Полагая $\dot{x}_i(t) = v - \text{const}$, $\ddot{x}_i(t) = 0$, $i = \overline{1, n}$, приходим на основании (2) к системе уравнений оценок предельных растяжений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \nu(B + b_n(\bar{x}_n)) + k_n(\bar{x}_n - \bar{x}_{n-1} - l_n) = P \cos \alpha(\bar{x}_n), \\ \nu(B + b_{n-1}(\bar{x}_{n-1})) + k(\bar{x}_{n-1} - \bar{x}_{n-2} - l_{n-1}) - k_n(\bar{x}_n - \bar{x}_{n-1} - l_n) = P \cos \alpha(\bar{x}_{n-1}), \\ \dots \\ \nu(B + b_i(\bar{x}_i)) + k(2\bar{x}_i - \bar{x}_{i-1} - \bar{x}_{i+1}) = P \cos \alpha(\bar{x}_i), \\ \dots \\ \nu(B + b_1(\bar{x}_1)) + k(2\bar{x}_1 - \bar{x}_2 - \bar{x}_0) = P \cos \alpha(\bar{x}_1), \end{array} \right. \quad (6)$$

с параметрическими функциями сил трения:

$$\begin{aligned} b_i(x_i) &= b_{1p} P \sin \alpha(x_i) + b_{2i}(x_i), \\ i &= \overline{1, n-1}, \quad b_n(x_n) = b_{np} P_n \sin \alpha(x_n) + b_{2n}(x_n), \end{aligned} \quad (7)$$

где $b_{2i}(x_i)$ соответствуют выражению (5).

Запишем функцию b_{2ij} (4) в виде

$$b_{2ij} = \lambda_{ij} x_i + \beta_{ij}, \quad (8)$$

где

$$\langle \lambda_{ij}, \beta_{ij} \rangle = \begin{cases} \langle 0, 0 \rangle, & \text{если } x_i \notin [h_j - \Delta h_j, h_j + \Delta x_i], \\ \langle 1, h_j - \Delta h_j \rangle, & \text{если } \{(x_i \in [h_j - \Delta h_j, h_j - \Delta h_j + \Delta x_i]) \wedge (\Delta h_j > \Delta x_i)\} \vee \\ & \vee \{(x_i \in [h_j - \Delta h_j, h_j]) \wedge (\Delta h_j \leq \Delta x_i)\}, \\ \langle 0, \Delta x_i \rangle, & \text{если } (x_i \in [h_j - \Delta h_j + \Delta x_i, h_j]) \wedge (\Delta h_j > \Delta x_i), \\ \langle 0, \Delta h_j \rangle, & \text{если } (x_i \in [h_j, h_j - \Delta h_j + \Delta x_i]) \wedge (\Delta h_j \leq \Delta x_i), \\ \langle -1, h_j + \Delta x_i \rangle, & \text{если } \{(x_i \in [h_j, h_j + \Delta x_i]) \wedge (\Delta h_j > \Delta x_i)\} \vee \\ & \vee \{(x_i \in [h_j - \Delta h_j + \Delta x_i, h_j + \Delta x_i]) \wedge (\Delta h_j \leq \Delta x_i)\}, \end{cases}$$

Подставляя (8) в (5) и (7), получаем

$$\begin{aligned} b_i(x_i) &= b_{1p} P \sin \alpha(x_i) + b_i(\lambda_i x_i + \beta_i), \quad i = \overline{1, n-1}, \\ b_n(x_n) &= b_{np} P_n \sin \alpha(x_n) + b_n(\lambda_n x_n + \beta_n), \end{aligned} \quad (9)$$

где $\lambda_i = \sum_j b_j \lambda_{ij}$, $\beta_i = \sum_j b_j \beta_{ij}$.

В следствии (9) система (6) приобретает вид, более удобный для итеративного расчета.

Технология анализа предельных растяжений звеньев подвески на основе решения системы уравнений сводится к построению n -слойных графиков поверхностей двумерных функций $e_i(v, x_0)$ на множестве значений U

$$\langle v, x_0 \rangle \in U = \{[0, v_+] \times [-x_\Sigma, 0]\},$$

где v_+ — максимально разрешенная по техническим условиям скорость подъема, x_Σ — максимальная суммарная длина растянутой подвески, равная координате низа УЭЦН, т.е. $x_\Sigma(v) = x_n(v) \geq (n-1)l + l_n$.

Методика подбора оптимальной программы скоростного режима подъема при наличии графиков $e_i(v, x_0)$ и предельных уставок растяжений e_{i+} ($e_i(v, x_0) \leq e_{i+}, i = \overline{1, n}$) состоит в построении функции предельно разрешенных скоростей подъема каждого сегмента $v_i(x_0)$ на основе решения уравнений для предельных режимов, т.е. $v_i(x_0) = \arg \{e_i(v_i, x_0) = e_{i+}\}, i = \overline{1, n}$.

В результате искомая программа оптимального режима подъема определяется условием $v_*(x_0) = \min \{v_1(x_0), \dots, v_n(x_0), v_+\}$, что соответствует нижней границе семейства графиков $v_i(x_0)$ на интервале $x_0 \in [-x_n(v_n), 0]$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Уразаков К.Р., Габдрахманов Н.Х., Валеев М.Д. Оптимизация работы механизированного фонда скважин // Нефтяное хозяйство. 2004. № 4. С. 41–43.
2. Нюняйкин В.Н., Галеев Ф.Ф., Зейгман Ю.В., Шамаев Г.А. Справочник нефтяника. Уфа: Башкортостан, 2001. 264 с.
3. Дмитриев А.Ю. Подземный ремонт нефтяных и газовых скважин: Курс лекций. Томск: ТПУ, 2003. 103 с.
4. Циглер Ф. Механика твердых тел и жидкостей. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2002. 912 с.

I.G. Solovyev, I.A. Shainurov

TENSION DYNAMICS WITH «TUBING — ELECTRIC CENTRIFUGAL PUMP» HANGER UNDER HOISTING OF THE UNIT

Subject to development being a mathematical model of evaluating tension extent with a hanger of «tubing — submersible electric pump» multi-chain unit under hoisting and disassembling equipment from a well. The paper considers a problem of controlling tension efforts through regulating hoisting speed.

Well, hanger, chains, tension efforts, ultimate tension, weight, friction, breakage, fastening couplings, hoisting dynamics, coordinates of the state.