

Н. М. АХМЕТОВ

К МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА ПРОЧНОСТИ ГЛАВНОГО ВАЛА ТОРМОЗНОЙ СИСТЕМЫ В ПОЛОЖЕНИИ СПУСКА КРЮКА БУРОВОЙ ЛЕБЕДКИ

Главный вал (далее вал) буровой установки, также как и основные рабочие узлы любых машин зависит от комплекса показателей, характеризующих свойства материала, конструктивное строение деталей, значения и законов изменения по времени внутренних и внешних силовых факторов и т.д. Большая физическая масса, массивные геометрические размеры и сложное конструктивное строение, а также устанавливаемые во время эксплуатации различные режимы работы характеризуют вал динамической нагруженной сложной системой, от прочности которой зависит работоспособность буровой установки в целом [1, 2].

Вал по длине имеет различные выемки, выступы и жестко насаженные на ней механизмы передач. Насаженные массивные и имеющие относительно длинные размеры детали и механизмы оказывают существенные влияния на его физические и геометрические инерционные показатели.

Обсуждение условий и допущений для составления методики расчета.

На большинстве действующих буровых установках общая длина вала составляет около $L_B = 3500 \pm 150$ мм, а пролет между двумя подшипниками - $L_{\Pi} = 2000 \pm 150$ мм. Левый и правый, консольные части вала, имеют различные длины (на многих установках длина правой консольной части больше, чем левой) [3].

Для учета многоступенчатости общую длину вала l условно разобьем на 12 участков с длинами $l_1^{(l)}, l_2^{(l)}, l_3^{(l)}, l_4^{(\Pi 1)}, l_5^{(\Pi 1)}, l_6^{(B)}, l_7^{(B)}, l_8^{(\Pi 1)}, l_9^{(\Pi 2)}, l_{10}^{(p)}, l_{11}^{(p)}, l_{12}^{(p)}$, как показано на рис. 1. Здесь: $l_K^{(l)} = l_1^{(l)} + l_2^{(l)} + l_3^{(l)}$ и $l_K^{(p)} = l_{10}^{(p)} + l_{11}^{(p)} + l_{12}^{(p)}$ - левая и правая консольные части вала; $l_4^{(\Pi 1)}$ и $l_9^{(\Pi 2)}$ - ширины левого $\Pi 1$ и $\Pi 2$ подшипников; $l_5^{(\Pi 1)}$ и $l_8^{(\Pi 1)}$ - длины тормозных шкивов; $l^{(B)} = l_6^{(B)} + l_7^{(B)}$ - длина тормозного барабана.

В левой $l_K^{(l)} = \sum_{i=1}^3 l_i^{(l)}$ и правой $l_K^{(p)} = \sum_{j=1}^3 l_j^{(p)}$ консольных частях вала могут быть установлены механизмы привода, вентиляции, дополнительные тормозные устройства и т.д. При этом, указанные выше участки вала будут иметь соответствующие диаметры $d_1^{(l)}, d_2^{(l)}, d_3^{(l)}, d_4^{(\Pi 1)}, d_5^{(\Pi 1)}, d_6^{(B)}, d_7^{(B)}, d_8^{(\Pi 1)}, d_9^{(\Pi 2)}, d_{10}^{(p)}, d_{11}^{(p)}, d_{12}^{(p)}$. На некоторых участках диаметры поперечного сечения вала могут совпадать. Например, во многих установках, участки 4 и 9, где установлены левый и правый подшипники диаметры вала одинаковые, т.е. $d_4^{(\Pi 1)} = d_9^{(\Pi 2)}$. На многих отечественных установках $d_3^{(l)} = d_{10}^{(p)}$, $d_2^{(l)} = d_{11}^{(p)}$ и т.д. Сечения вала $x_4^{(\Pi 1)} = 0$, $x_9^{(\Pi 2)} = 0$ и $x_4^{(\Pi 1)} = l_4^{(\Pi 1)}$, $x_9^{(\Pi 2)} = l_9^{(\Pi 2)}$ соответствуют левым и правым границам участков, установленных левого $\Pi 1$ и правого $\Pi 2$ подшипников.

Область вала, расположенной между двумя подшипниками, разобьем на четыре участка

$l^{(B)} = \sum_{j=1}^4 l_j^{(B)}$, на которых могут быть установлены

две тормозные шкивы и барабан для наматывания основного каната.

Далее, для наиболее общего случая предположим, что на десяти провисающих участках вала (кроме участков, на которых прикреплены подшипники) действуют распределенные нагрузки с интенсивностями $q_1^{(\Pi)}, q_2^{(\Pi)}, q_3^{(\Pi)}, q_5^{(B)}, q_6^{(B)}, q_7^{(\Pi)}, q_8^{(\Pi)}, q_{10}^{(\Pi)}, q_{11}^{(\Pi)}, q_{12}^{(\Pi)}$. Это позволяет в дальнейшем учитывать влияния на прочность силы тяжести различных механизмов, взаимодействующих или непосредственно прикрепленных к валу, а также силы собственного веса относительно длинных участков вала. Любую из сил q можно будет представить виде

$$q_i = g_{1,i} + g_{2,i}, \quad (1)$$

где $g_{1,i}$ – интенсивность распределенной по длине i -го участка силы собственно веса вала, $g_{2,i}$ – интенсивность распределенной по длине i -го участка вала внешней силы (силы давления взаимодействующих или непосредственно установленных на данный участок механизмов).

Реактивные силы возникают в двух подшипниках $П1$ и $П2$ (рис. 1). Предполагается, что линии действия реактивных сил расположены в плоскости (y,z) , а начало векторов $R_4^{(П1)}$ и $R_9^{(П2)}$ –

приложены к сечениям $\frac{I_4^{(П1)}}{2}$ и $\frac{I_9^{(П2)}}{2}$. Положи-

тельные направления векторов вертикальных $RV_4^{(П1)}$, $RV_9^{(П2)}$ и горизонтальных $HV_4^{(П1)}$, $HV_9^{(П2)}$ составляющих реактивных сил являются условными и до решения задачи остаются неизвестными.

Наиболее существенные отличия постановки задачи случаев подъема и спуска крюка относятся к крутящим моментам. При подъеме крюка внешний крутящий момент (рис. 1):

$$M_{K,j}^{(П)} = \frac{T_{K,j}^{(П)} \cdot d_j}{2} = \frac{T_{K,j}^{(П)} \cdot (d_j^{(Б)} + n d_j^{(К)})}{2}, \quad (2)$$

возникающий в некотором сечении $I_j^{(Б)}$ вала в каждый момент времени уравнивается крутящими моментами $M_{K10}^{(П)}$ и $M_{K11}^{(П)}$ двух приводных механизмов, где $j = 6, 7$. В результате наматывания каната на барабан расстояния между крутящими моментами $M_{K,j}^{(П)}$ и $M_{K10}^{(П)}$, $M_{K11}^{(П)}$ в каждый момент времени меняются. Данные расстояния на величины максимальных значений внутренних крутящих моментов, возникающих в поперечных сечениях вала, влияния не оказывают. Они существенно влияют на относительной деформации – относительного значения угла закручивания, которые используются при подборе жесткости материала вала. Предполагается, что крутящие моменты $M_{K10}^{(П)}$, $M_{K11}^{(П)}$, создаваемые приводными механизмами направлены по часовой стрелке, а крутящий момент $M_{K,j}^{(П)}$ – против часовой стрелки.

Об особенностях методики расчета вала в условиях положения спуска крюка.

Общую схему комплексного исследования прочности можно строить для случая, изображенной на рис. 1 и 2 считая, что в некоторый момент спуска на барабан намотан три или четыре слоя каната и вал подвергается действию плоских сил и крутящих моментов, т.е. плоскому изгибу с кручением. Такая постановка задачи позволяет построить общую для большинства бурильных установок модель напряженного состояния и единую схему исследования прочности вала и жесткости его материала.

В рассматриваемом случае, передача крутящих моментов $M_{K10}^{(П)}$ и $M_{K11}^{(П)}$ приводными механизмами прекращается (рис. 1), т.е. $M_{K10}^{(П)} = 0$ и $M_{K11}^{(П)} = 0$ и сосредоточенные силы $P_{10}^{(П)}$ и $P_{11}^{(П)}$ отсутствуют полностью или имеют минимальные значения, равные силам изгиба передаточными цепями вала в равновесном состоянии.

Крутящий момент $M_{K6}^{(С)}$, возникающий в сечении вала, где в данный момент времени идет сматывание каната из барабана, уравнивается с крутящими моментами $M_{K5}^{(С)}$ и $M_{K8}^{(С)}$, возникающими в сечениях взаимодействия ленты с тормозными шкивами, а в сечениях вала, где происходит контакт ленты с тормозными шкивами, возникают две сосредоточенные силы – силы торможения, направленные противоположно направления вращения тормозных шкивов.

Предположим, что на десяти участках на вал действуют распределенные нагрузки с интенсивностями $q_1^{(С)}$, $q_2^{(С)}$, $q_3^{(С)}$, $q_5^{(С)}$, $q_6^{(С)}$, $q_7^{(С)}$, $q_8^{(С)}$, $q_{10}^{(С)}$, $q_{11}^{(С)}$, $q_{12}^{(С)}$. На рис. 1 и 2 все верхние индексы «(П)» для случая подъема крюка обозначаются для удобства через букву «(С)».

Следовательно, обозначения сосредоточенных $P_1^{(П)}$, $P_2^{(П)}$, $P_{10}^{(П)}$, $P_{11}^{(П)}$ и реактивных $R_4^{(П1)}$, $R_9^{(П2)}$ сил, относящихся рассматриваемому случаю, тоже нужно записать через $P_1^{(С)}$, $P_2^{(С)}$ и $R_4^{(С1)}$, $R_9^{(С2)}$ соответственно.

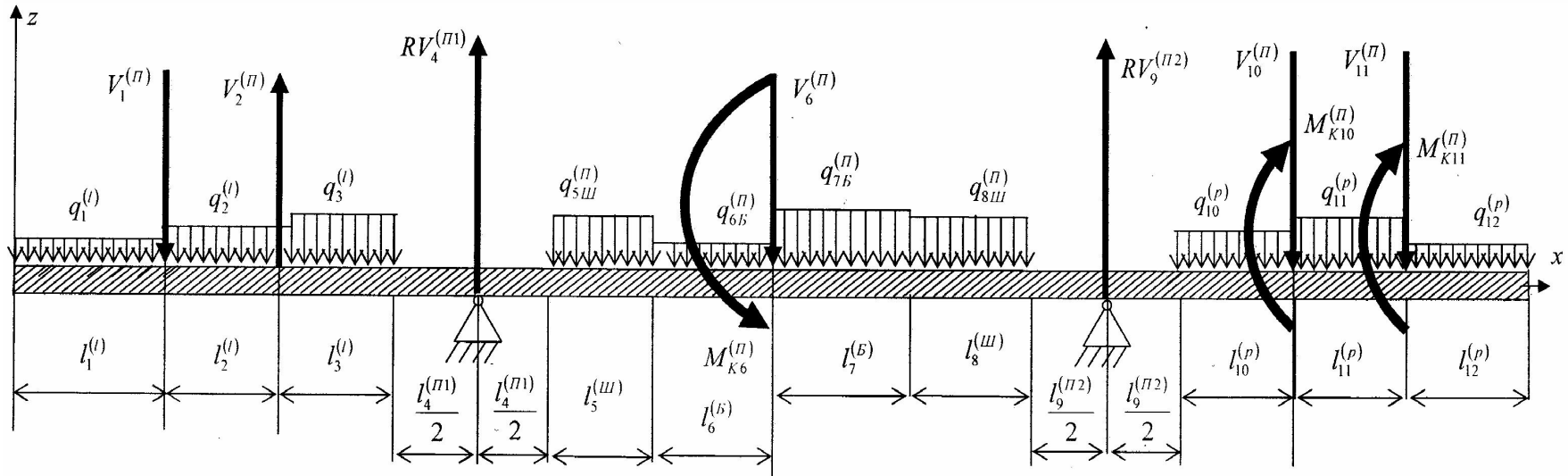


Рис. 1. Схема расчета распределенных и вертикальных составляющих сосредоточенных сил, а также крутящих моментов при подъеме и спуске крюка а также крутящих моментов при подъеме крюка

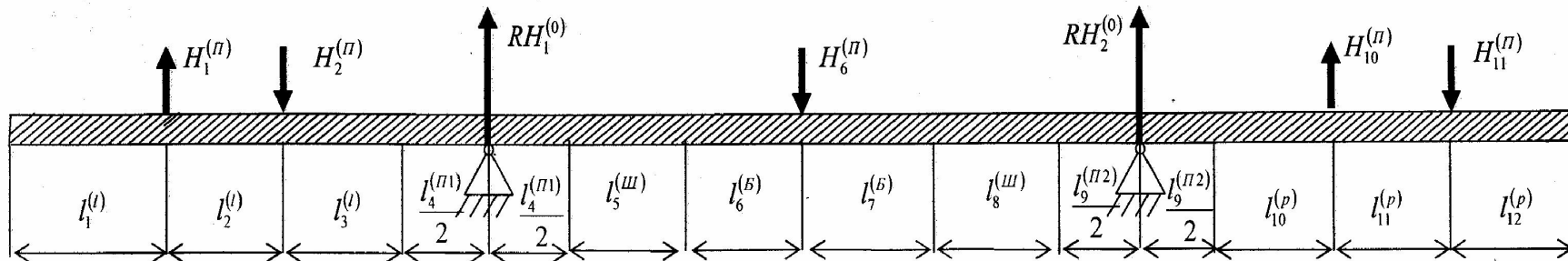


Рис. 2. Схема расчета горизонтальных составляющих сосредоточенных сил при спуске крюка

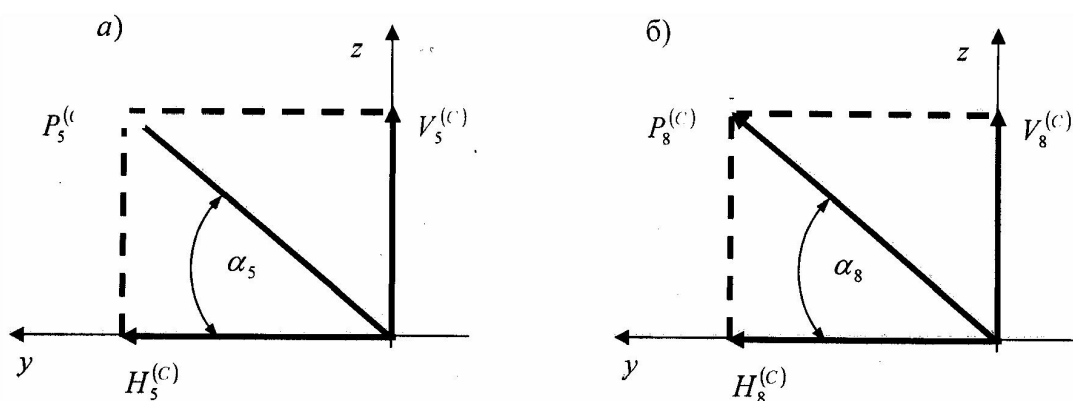


Рис. 3. Схема действия реактивных $P_5^{(c)}$, $P_8^{(c)}$ и их составляющих в плоскости (y, z)

В рассматриваемом случае на участках $x = \sum_{j=1}^5 l_j$, $x = \sum_{j=1}^8 l_j$ возникают две крутящие моменты $M_{K5}^{(c)}$, $M_{K8}^{(c)}$ и две сосредоточенные силы $P_5^{(c)}$, $P_8^{(c)}$. Предположим, что данные крутящие моменты и сосредоточенные силы приложены к середине участков l_5 и l_8 , т.е. точки приложения имеют координаты

$$x_5^{(8)} = \sum_{j=1}^4 l_j + \frac{l_5^{(III)}}{2}, \quad x_8^{(c)} = \sum_{j=1}^7 l_j + \frac{l_8^{(III)}}{2}. \quad (3)$$

Силы $P_5^{(c)}$, $P_8^{(c)}$ можно будет разложить на несколько составляющие, например:

$$P_5^{(c)} = P_5^{(CP)} + P_5^{(CB)}; \quad P_8^{(c)} = P_8^{(CP)} + P_8^{(CB)}, \quad (4)$$

где $P_5^{(CP)}$, $P_8^{(CP)}$ и $P_5^{(CB)}$, $P_8^{(CB)}$ – составляющие сил $P_5^{(c)}$ и $P_8^{(c)}$, возникающие за счет давления шкива тормозной рукояткой и вовлечения тормозным барабаном ленты.

В большинстве бурильных установок угол обхвата лентой тормозного шкива составляет около 278° и точка отрыва ленты от поверхности тормозного шкива в выбранной вышесистеме координат (x, y, z) имеет отрицательную по оси z и положительную по оси y координаты. Поэтому, в общем случае, сосредоточенные силы $P_5^{(c)}$

и $P_8^{(c)}$ можно считать плоскими и направления их составляющих принять в соответствии с рис. 3.

Выводы

Предложенная методика расчета прочности главного вала буровой установки позволяет учесть динамические нагрузки со стороны насаженного на него элементов механических передач, и тем самым, более точно прогнозировать мероприятия по обеспечению его прочности на стадии проектирования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок. М.: Недра, 1987. 155 с.
2. Ахметов Н.М., Мардонов Б.М., Ахметов С.М. Исследование режимов торможения ленточного тормоза буровой лебедки при действии постоянных и переменных усилий // Нефть и газ. 2002. №3. С. 71-78.
3. Баграмов Р.А. Буровые машины и комплексы. М.: Недра, 1988. 501 с.

Резюме

Соңғы элементтер әдісінің негізінде бұрғылау лебедкасының негізгі білігін есептеу әдістемесін құрудың жалпы принциптері, біліктің көпсатылы ерекшелігі, сондай-ақ жинақтаушы және реактивті күштердің әсері ескеріле отырып ұсынылған.

Summary

The general principles of calculation method construction on durability of the main shaft of the drilling winch in the view of shaft multigradualness, action of the concentrated and jet forces on the basis of a final elements method are offered in the work.

УДК 622.245.723

Поступила 10.12.07г.