

СПОСОБ СНИЖЕНИЯ НАГРУЗКИ НА ШТАНГОВУЮ КОЛОННУ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ В НАКЛОННО НАПРАВЛЕННЫХ СКВАЖИНАХ

Ишмурзин А.А., Хоанг Т.Н.

Основным фактором, обуславливающим силу трения и надежность работы штанговой колонны в целом, являются нагрузки, напрямую связанные с диаметром насоса и динамическим уровнем жидкости, влияние которых в наклонно направленных скважинах оцениваются как равноценные.

Известно, что вес жидкости и вес колонны штанг являются функцией глубины спуска насоса H , динамического уровня h и диаметра насоса d . То есть нагрузки на приводную часть штанговой насосной установки, следовательно, напряжения штанг непосредственно зависят от диаметра насоса и глубины спуска насоса через динамический уровень, т.е.

$$\begin{aligned} P_{жс} &= f'(d, H, h); \\ P_{ш} &= f''(d, H, h). \end{aligned} \quad (1)$$

Однако встречаются работы, где снижение нагрузки присваивают совершенно не свойственным факторам. Например, в работе [1] приведены промысловые сведения о том, что снижение максимальной нагрузки на головку балансира станка качалки снизилась с 4109 до 2510 кгс, т.е. на 39%, амплитуда нагрузки уменьшилась с 1923 до 1130 кгс, т.е. на 30% при применении шарнирных соединений штанг. Каковы были динамические уровни до и после применения мероприятия - сведения отсутствуют. При высоких уровнях затрубной жидкости, что может иметь место непосредственно после запуска установки в работу, динамограмма может показывать отсутствие нагрузки от жидкости ввиду полувонтанного режима работы скважины. Поэтому, когда речь идет о нагрузке, то обязательно надо указывать значение динамического уровня.

Приведены теоретические расчеты нагрузок и вытекающих отсюда напряжений при различных значениях диаметра скважинного насоса и динамического уровня по скважине № 14136 Самотлорского месторождения на участке набора кривизны скважины. Сравнение путем сопоставления изменения расчетных напряжений с фактическими данными на штанги приведено в табл. 1.

Таблица 1 – Нагрузки и напряжения по длине штанговой колонны по вариантам

Варианты	Диаметр насоса	Динамический уровень	Максимальная нагрузка, кН	Максимальное напряжение, МПа
1	44	0	47,361	151,29
2	32	0	39,509	126,28
3	44	300	36,135	115,54

Результаты расчетов показаны в виде графиков на рисунках 1, 2, 3.

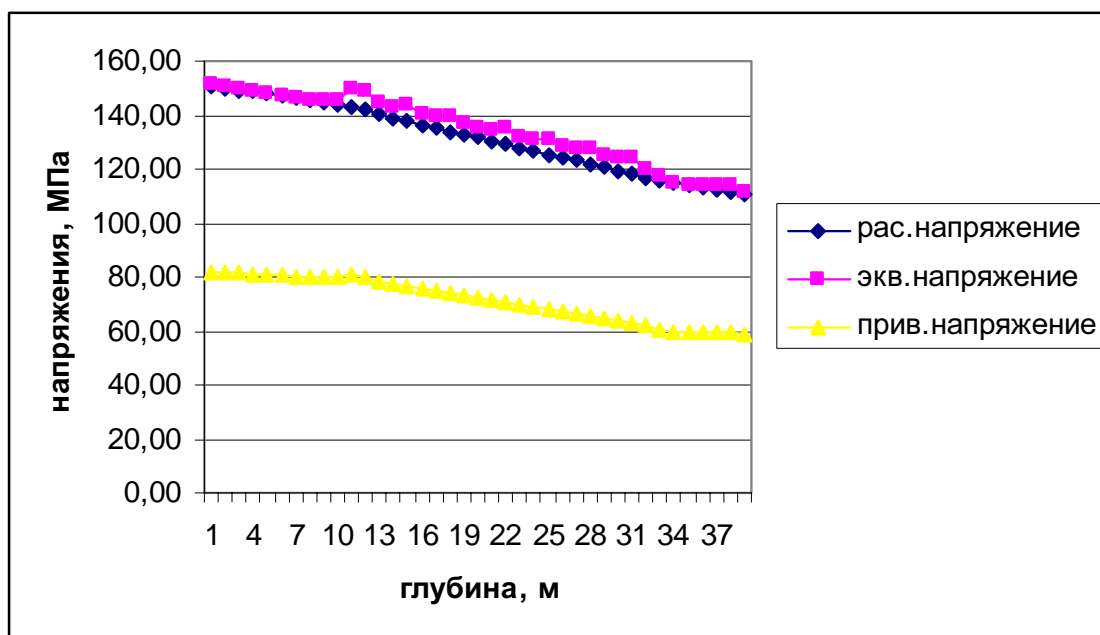


Рисунок 1- Эквивалентные напряжения по высоте штанговых колонн в скв. №14136 Самотлорского месторождения при диаметре насоса $d_n=44$ мм, $h_{дин}=0$ м

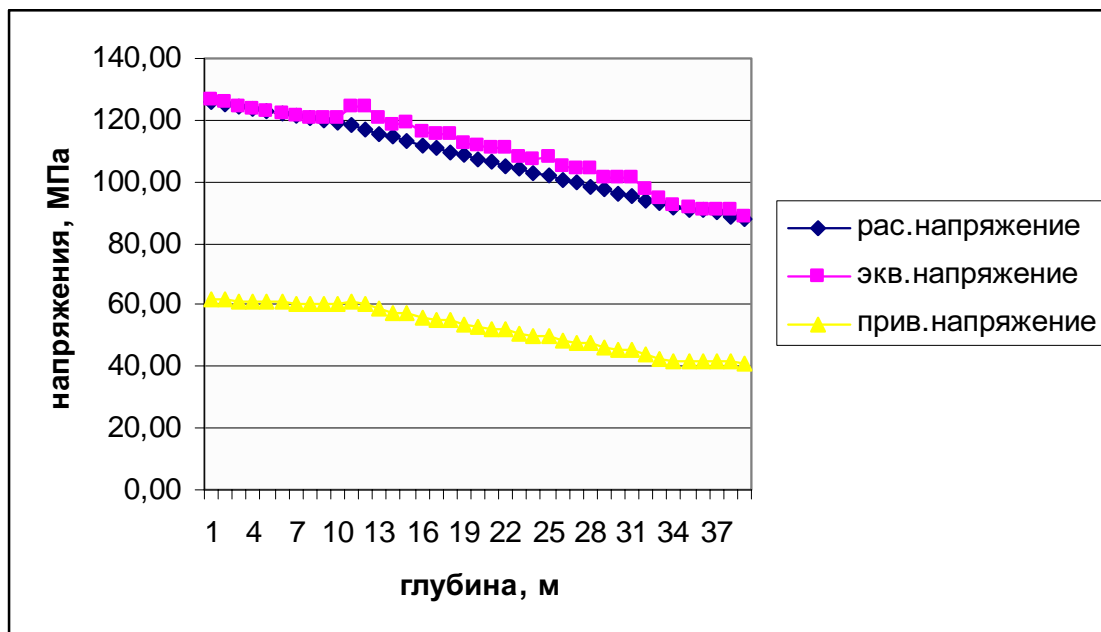


Рисунок 2- Эквивалентные напряжения штанговых колонн в скв. №14136 Самотлорского месторождения при диаметре насоса $d_n=32$ мм, $h_{дин}=0$ м

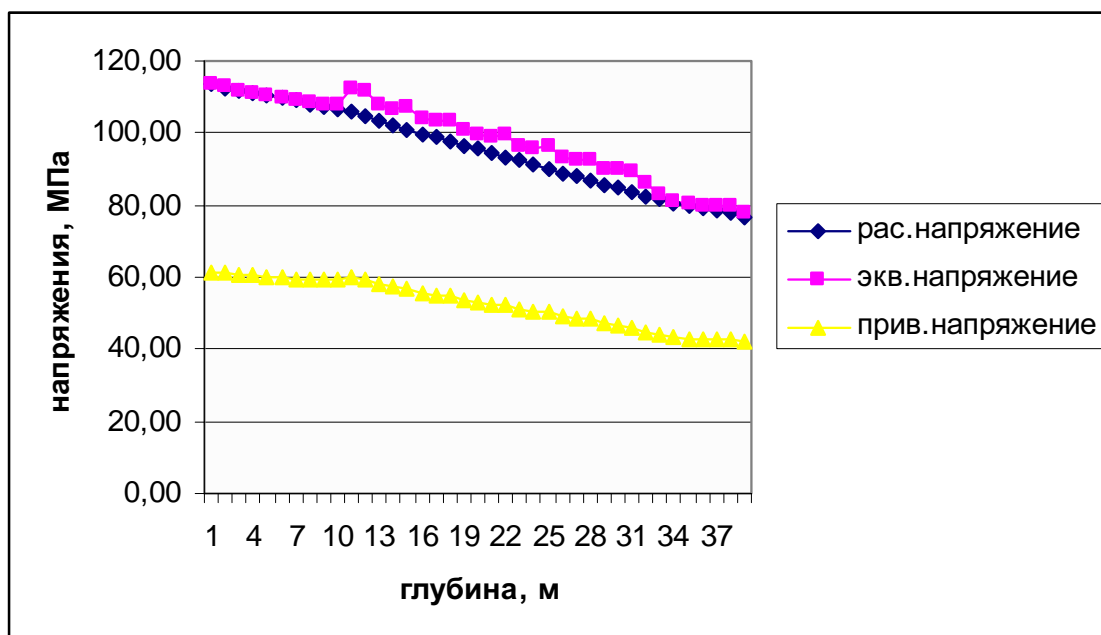


Рисунок 3- Эквивалентные напряжения по высоте штанговых колонн в ННС при диаметре насоса $d_n=44$ мм, $h_{дин}=300$ м

В таблице 2 приведена зависимость обрывности штанг от типоразмеров насосов и относительная обрывность от количества насосов определенного диаметра по Самотлорскому НГДУ-2 [2].

Таблица 2 - Зависимость обрывности штанг от типоразмеров насосов и относительная обрывность от количества насосов определенного диаметра

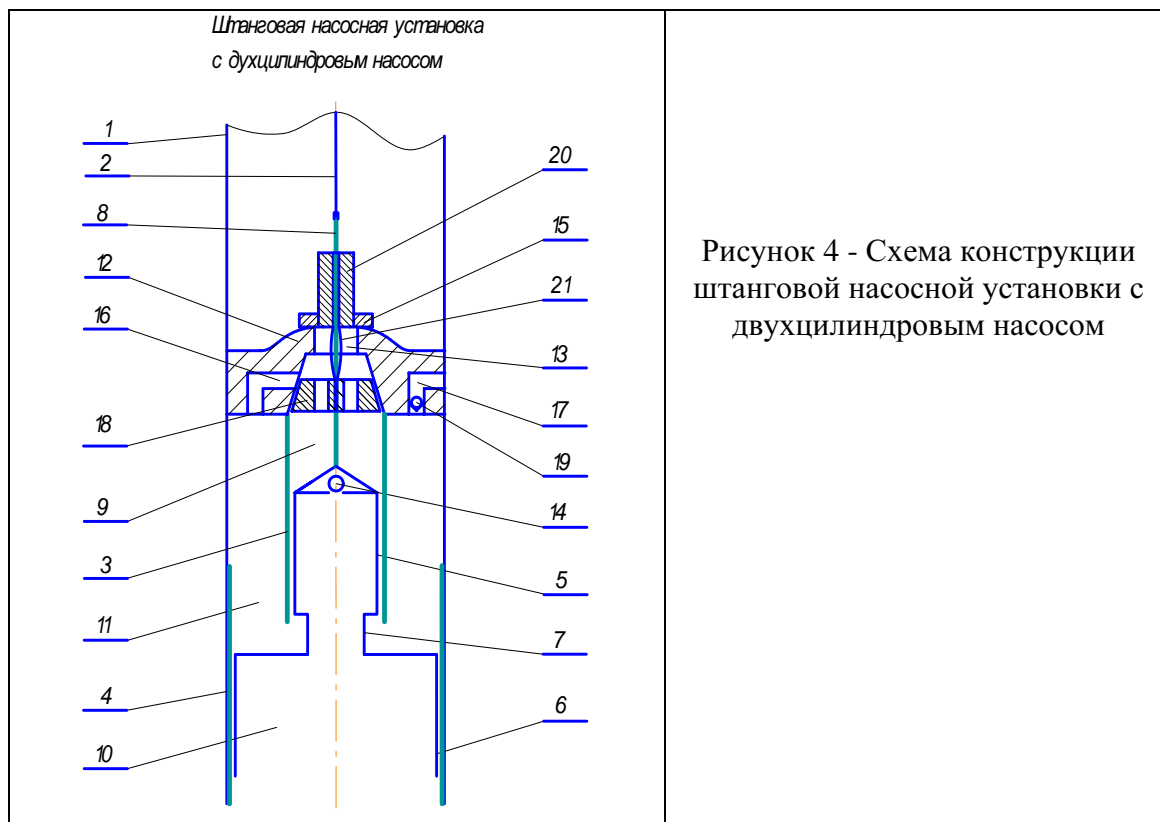
Типоразмер насоса	Количество насосов	Количество обрывов	Обрывность по типоразмеру	Относительная обрывность, %
НВ-29	698	9	3	1
НВ-32	1047	34	12	3
НВ-38	554	52	19	9
НВ-44, НН-44	908	149	53	16
НН-57	60	35	13	58
Итого	3294	279	100	-

Снижение нагрузки, таким образом, зависит от диаметра скважинного насоса. Для осуществления вышеприведенного теоретического положения разработана насосная установка «Штанговая насосная установка с двухцилиндровым насосом» (рисунок 4), применение которого даст возможность снизить нагрузку на приводную часть насосной установки, не снижая при этом добычу нефти [3].

Штанговая насосная установка с двухцилиндровым насосом содержит подъемную колонну из насосно-компрессорных труб 1, штанговую колонну 2, два насосных цилиндра 3 и 4, два плунжера 5 и 6, размещенные один над другим и последовательно соединенные между собой посредством полого штока 7, закрепленные на колонне штанг 2 через полированный шток 8 и установленные в цилиндрах с образованием центральной рабочей камеры 9, камеру предварительной сепарации газа 10 и кольцевой камеры 11 между насосами 3 и 4, а также перегородку 12 с центральным проходным каналом 13 для пропускания полированного штока 8, всасывающий 14, нагнетательный 15 клапаны. Перегородка 12 имеет каналы 16 и 17 для пропускания газа в кольцевую камеру 11, затем – в затрубное пространство, снабженные управляющим (всасывающим) 18 и обратным (нагнетательным) 19 клапанами. На нагнетательном клапане основного насоса заодно с ним установлена цилиндрическая втулка 20 для щелевого

уплотнения полированного штока, движение вверх которой ограничивается гибким соединением 21.

Насосная установка работает следующим образом, **при ходе плунжеров 5 и 6 вниз** происходит процесс всасывания продукции скважины в насос, клапаны 15 и 19 при этом закрыты, а 14 и 18 открыты. Открытию и закрытию клапанов способствуют собственная сила тяжести и перепад давления жидкости. Продукция скважины из внутрицилиндрической полости 10, куда за ход нагнетания поступает продукция скважины и происходит предварительная сепарация нефти и газа, через полый шток 7 переходит в центральную рабочую камеру 9, а газовая шапка, успевшая отделиться от нефти за счет гравитационных сил, - далее в расширяющуюся кольцевую рабочую камеру 11.



Поскольку все рабочие камеры сообщены между собой, расширяющаяся кольцевая камера принудительно отсасывает верхнюю газовую часть продукции скважины из центральной рабочей камеры. В результате полость центральной рабочей камеры оказывается полностью заполненным лишь жидкостью, а

коэффициент подачи его высоким. Повышению коэффициента подачи насоса также способствует сокращение упругих удлинений колонны штанг из-за уменьшения нагрузки и отсутствия изгиба ее нижней части колонны штанг при ходе вниз, поскольку уплотнение полированного штока осуществляется пропуском его через цилиндрическую втулку и представляет собой щелевое уплотнение наподобие пары «плунжер - цилиндр» скважинного насоса. Плунжеры 5 и 6 при ходе вниз не испытывают какое-либо сопротивление со стороны жидкости.

Расчетами покажем, что утечки жидкости через щелевое уплотнение при этом практического значения не имеют и не вызывают снижения подачи насоса. Утечка жидкости через щелевое уплотнение рассчитывается по формуле

$$q = k \cdot \pi \cdot D \frac{\Delta p \cdot \delta^3}{12\mu}, \quad (2)$$

где k – коэффициент эксцентриситета; D – диаметр полированного штока; Δp – перепад давления на концах уплотнения; δ – зазор между цилиндрической втулкой и полированным штоком при их концентричном расположении; μ – вязкость жидкости.

Подставив численные значения параметров, отражающие условия работы пары, близкие к реальным ($k = 1$; $\pi = 3,14$; $D = 30 \cdot 10^{-3}$ м; $\Delta p = 10$ МПа; $\delta = 25 \cdot 10^{-6}$ м; $\mu = 10 \cdot 10^{-3}$ Па с; 86400 – количество секунд в сутках), получим

$$q = 1 \cdot 3,14 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 25^3 \cdot 10^{-18}}{12 \cdot 10 \cdot 10^{-3}} (86400) = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{сут.}$$

Как видно из расчетов, утечки в плунжерной паре незначительные. Более того, исследования показывают, что утечки в плунжерной паре, из-за облитерации зазора поверхностно - активными компонентами, содержащимися в нефти, практически отсутствуют.

Основное преимущество этого конструктивного решения уплотнения полированного штока 8 заключается в возможности длительной эксплуатации насосного оборудования без подъема на поверхность.

При ходе плунжеров 5 и 6 вверх, всасывающий клапан вспомогательного насоса 18, имеющий небольшое трение с полированным штоком, и увлекаемый подачей основного насоса, приподнявшись, закрывает всасывающий канал 16. По

мере повышения давления в рабочей камере нагнетательный клапан 15 открывается и пропускает подачу насоса в подъемную колонну установки. Однако его ход ограничен натяжением гибкого соединения 21, соединяющего всасывающий 14 и нагнетательный 15 клапаны. При этом клапан 18 сильнее прижимается к отверстию, обеспечивая полную герметичность его закрывания. Этому способствует также коническая форма наружной поверхности клапана, причем, чем меньше угол конусности, тем сила давления жидкости эффективнее прижимает к отверстию. Однако, уменьшение угла конусности имеет ограничение. Для того чтобы не было заклинивания клапана в закрытом положении угол конусности должен быть незначительно больше угла трения соприкасающихся поверхностей.

При этом ходе плунжеров газ нагнетается из кольцевой камеры в затрубное пространство. Повышение эффективности нагнетания газа достигается заполнением кольцевой камеры пластовой водой, которая играет роль жидкостного поршня (плунжера). Поскольку углеводородный газ в пластовой воде не растворяется, из кольцевой камеры вытесняется весь объем газа, поступивший в нее при ходе всасывания. Объем воды, если имеет место ее расход, будет пополняться утечками через плунжерную пару основного насоса. Эти утечки также состоят из пластовой воды, поскольку вода занимает нижнюю часть нагнетаемой продукции.

Оба насоса, и основной и вспомогательный, в данном случае работают параллельно. Основную работу совершает центральный насос, подающий жидкую часть продукции в подъемную колонну. При нагнетании газовой фракции в затрубное пространство его давление будет незначительным. Поэтому, нагрузка на приводную часть насоса будет преимущественно определяться сечением верхнего, меньшего по диаметру, плунжера 5 установки.

Механические примеси, преимущественно песок, ввиду размещения нагнетательного клапана в верхней части насоса предотвращает попадания песка даже при непредвиденных остановках насосной установки. Выполнение седла клапана в виде полусферы с проточным отверстием, закрываемым клапаном с плоской посадочной поверхностью, делает их соприкосновение по одной

окружной линии, а не по плоскости, что исключает защемление песка между ними.

Таким образом, преимущества предлагаемой насосной установки перед существующими конструкциями очевидны. Они следующие: 1) плунжеры при ходе вниз не испытывают сопротивления жидкости, следовательно, их длина хода не будет сокращена продольным изгибом нижней части колонны штанг; 2) штанговая колонна совершает свои движения в подъемной колонне, заполненной преимущественно жидкостью, следовательно, истирания труб и штанг в наклонно-направленных скважинах минимальны; 3) при остановках в работе установки песок обратно в плунжерную пару не попадает и не вызывает износа и заклинивания плунжера в цилиндре. Все это в совокупности повышает работоспособность насосной установки, т.е. способность работать длительное время с высоким коэффициентом подачи.

Выводы

1. Промысловые данные свидетельствуют о снижении износа и обрывов штанг при уменьшении диаметра штангового насоса и при увеличении динамического уровня.
2. Разработана конструкция штанговой насосной установки с двухцилиндровым насосом для снижения нагрузки на штанговую колонну.

Литература

1. Газаров А.Г. Эпштейн А.Р., Пчелинцев Ю.В. Особенности эксплуатации установок СШН в скважинах с осложненными геолого -техническими условиями. Автоматизация, телемеханизация и связь в нефтяной промышленности, №11, 2002г.
2. Якимов С. Б., Якубовский Ю. Е., Лепехин Ю.Н. Анализ работы штанговых колонн, применяемых в самотлорском нефтегазодобывающем управлении № 2/Нефть и газ/-2003.-№6.-с. 32-32.
3. Заявка на изобретение «Штанговая насосная установка с двухцилиндровым насосом». Рег. № 2005114846/06(017025. Приоритет от 16 мая 2005 г.