



ВЕСТНИК

ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Издается с 1998 года

ISSN 1813-7903
ISSN (online) 2413-1172

Том 22
2019 №3

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

100



- ление со дня рождения
М. Т. Калашникова

ISSN 1813-7903



Рецензируемый научно-теоретический журнал

Редакционная коллегия

- Муравьев В. В.*, д-р техн. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова (главный редактор)
Хворенков В. В., д-р техн. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова (зам. главного редактора)
Абрамов И. В., д-р техн. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Вахрушев А. В., д-р физ.-мат. наук, проф., Институт механики УдмФИЦ УрО РАН (Ижевск)
Кодолов В. И., д-р хим. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Коришунов А. И., д-р техн. наук, проф., Институт механики УдмФИЦ УрО РАН (Ижевск)
Леньков С. В., д-р техн. наук, доц., Институт механики УдмФИЦ УрО РАН (Ижевск)
Липанов А. М., д-р техн. наук, проф., акад. РАН, Институт механики УдмФИЦ УрО РАН (Ижевск)
Мамаев И. С., д-р физ.-мат. наук, проф., Удмуртский государственный университет (Ижевск)
Муравьева О. В., д-р техн. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Тенев В. А., д-р физ.-мат. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Ушаков П. А., д-р техн. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Якимович Б. А., д-р техн. наук, проф., Севастопольский государственный университет; Институт природно-технических систем (Севастополь)
Яковлев Г. И., д-р техн. наук, проф., ИжГТУ имени М. Т. Калашникова
Базулин Е. Г., д-р техн. наук, зам. генерального директора по научным вопросам НПЦ «ЭХО+» (Москва)
Батаев В. А., д-р техн. наук, проф., Новосибирский государственный технический университет – НЭТИ (Новосибирск)
Вавилов В. П., д-р техн. наук, проф., Томский политехнический университет (Томск)
Герасимов С. И., д-р техн. наук, проф., Сибирский государственный университет путей сообщения (Новосибирск)
Горкунов Э. С., д-р техн. наук, проф., акад. РАН, Институт машиноведения (ИМАШ) УрО РАН (Екатеринбург)
Громов В. Е., д-р физ.-мат. наук, проф., Сибирский государственный индустриальный университет (Новокузнецк)
Евдокимов Ю. К., д-р техн. наук, проф., Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева – КАИ (Казань)
Марков А. А., д-р техн. наук, проф., ОАО «Радиоавионика» (Санкт-Петербург)
Ринкевич А. Б., д-р физ.-мат. наук, проф., чл.-корр. РАН, Институт физики металлов (ИФМ) УрО РАН (Екатеринбург)
Смирнов А. Н., д-р техн. наук, проф., Кузбасский государственный технический университет имени Т. Ф. Горбачева (Кемерово)
Сясько В. А., д-р техн. наук, проф., Санкт-Петербургский горный университет (Санкт-Петербург)
Углов А. Л., д-р техн. наук, Научно-исследовательский центр контроля и диагностики технических систем – АО «НИЦ КД» (Нижний Новгород)
Хлыбов А. А., д-р техн. наук, проф., Нижегородский государственный технический университет имени Р. Е. Алексеева (Нижний Новгород)
Božek P., Prof., DSc, Slovak Technical University, Bratislava (Словацкий технический университет, Братислава, Словакия)
Eberhardsteiner J., Prof., DSc, Technische Universität Wien, Austria (Технический университет в Вене, Австрия)
Mazal P., associate prof., Technical University of Brno, Czech (Технический университет в Брно, Чехия)
Moravčík O., Dr. h. c., prof. h. c., prof. Dr. Ing., Slovak University of Technology, Bratislava (Словацкий технологический университет, Братислава, Словакия)
Orbán J., Prof., DSc, University of Pécs, Hungary (Университет г. Печ, Венгрия)
Vagner J., DSc, Technical University of Kosice, Slovakia (Технический университет в Кошице, Словакия)
Rice K., CSc., MBA, dr. h. c., Technical University of Brno, Czech (Технический университет в Брно, Чехия)
Романюк Ф. А., д-р техн. наук, проф., Белорусский национальный технический университет (Минск, Беларусь)
Соломахо В. Л., д-р техн. наук, проф., Республиканский институт инновационных технологий БНТУ (Минск, Беларусь)
Gabriel R., Prof., DSc, Pécsi Tudományegyetem, Hungary (Университет г. Печ, Венгрия)
Georgiadis A., Prof. Dr. RER. NAT. Prof. h. c. Leuphana University Lüneburg, Germany (Лейфана Университет Лüneбурга, Германия)
Deitinger H., Metallveredelungs GmbH, Germany (генеральный директор компании ZEN, Штутгарт, Германия)
Doupovec M., prof. RNDr. CSc., dr. h. c., Brno University of Technology, Czech (Технологический университет г. Брно, Чехия)
Barborák O., Dr. h. c. doc. Ing., Trenčín University of Alexander Dubček, Slovakia (Университет имени Александра Дубчека в Тренчине, Словакия)

Сайт журнала с возможностью подачи рукописи
<http://izdat.istu.ru>

© ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, 2019
© Оформление. Издательство ИжГТУ
имени М. Т. Калашникова, 2019

Рецензируемый научно-теоретический журнал «Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова» включен ВАК России в перечень ведущих научных журналов, в которых публикуются основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата и доктора наук.

Журнал зарегистрирован Управлением Федеральной службы по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций по Удмуртской Республике. Свидетельство ПИ № ТУ18-00664 от 31 мая 2017 г.

УДК 622.276.53-886

DOI: 10.22213/2413-1172-2019-3-19-25

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ БАЛАНСИРНОГО ПРИВОДА ШТАНГОВОЙ СКВАЖИННОЙ НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Е. А. Волохин, магистрант, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

А. Н. Терентьев, кандидат технических наук, доцент, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

А. В. Волохин, кандидат педагогических наук, ИжГТУ имени М. Т. Калашникова, Ижевск, Россия

Описана усовершенствованная телескопическая конструкция головки с балансиром, электродвигателем с дистанционным управлением, возможностью менять длину плеча балансира для подготовки привода штанговой скважинной насосной установки (ШСНУ) к проведению оперативного ремонта скважин с минимальным участием человека. Усовершенствование узла станка-качалки направлено на повышение автоматизации работы, уменьшение затрат времени и трудоемкости, повышение безопасности при подготовке привода станка-качалки к подземному ремонту скважины.

Представлена методика расчета на прочность подвижной и неподвижной частей телескопической конструкции головки с балансиром: определено максимальное напряжение от изгиба, коэффициент запаса при хрупком разрушении и пластической деформации, коэффициент запаса прочности на циклические нагрузки. Полученные результаты расчета соответствуют минимально допустимым коэффициентам для надежного использования станка-качалки.

Приведена методика подбора электродвигателя для передвижения продольно-подвижной части плеча балансира, в которой определены необходимые параметры: частота вращения вала колеса, статическая мощность, мощность двигателя с учетом динамики разгона. Показано техническое решение лестницы с предохранительно-автоматическим отключением электродвигателя станка-качалки при несанкционированном поднятии по ней постороннего человека.

Ключевые слова: станок-качалка, насосная установка, лестница, головка балансира, безопасность труда, расчет на прочность.

Введение

В энергетической стратегии России на период до 2030 г. определены цели по повышению сокращения издержек в процессе производства и эксплуатации оборудования, повышению уровня его технического обслуживания, ресурсосбережению, повышению экономичности, надежности, безопасности и экологичности установок и систем (Распоряжение Правительства РФ от 13.11.2009 № 1715-р «Об энергетической стратегии России на период до 2030 года»).

Актуальными становятся технологии, требующие минимального участия человека. Все чаще требуется сокращение времени на принятие решений [1]. Работник и работодатель экономически заинтересованы в рациональном использовании рабочего времени как по продолжительности, так и по степени интенсивности труда [2].

Успех в бизнесе нефтегазовой отрасли зависит от инвестиций в безопасность. Старший вице-президент и главный экономист нефтяной компании Statoil Эйрик Уорнесс говорит: «Я думаю, что по-прежнему в отрасли в целом огром-

ное внимание уделяется безопасности» [3]. Специалист компании по системам управления, автоматизации и промышленной безопасности Rockwell Automation Джордж Шустер считает перспективным направлением повышение производительности и одновременно безопасности эксплуатации машин нефтегазовой отрасли [4].

Основными целями программы инновационного развития ПАО НК «Роснефть» являются: повышение энергоэффективности производства до достижения лучшего мирового уровня, соблюдение высоких международных стандартов промышленной безопасности, поддержание затрат на уровне мировых отраслевых показателей (Паспорт программы инновационного развития ПАО НК «Роснефть»).

Для бесперебойной работы оборудования требуется систематическое техническое обслуживание, текущие и капитальные ремонты.

Все работы по капитальному ремонту скважин сопровождаются спуском в скважину и подъемом из нее труб, штанг, насосов. Для подземного ремонта скважин применяются подъемные агрегаты, представляющие собой смонтированные на транспортной базе лебедку,

вышку с талевой системой и прочим оборудованием и инструментом [5, с. 86]. Для установки мачты подъемного агрегата над устьем скважины выполняется демонтаж головки балансира. Если головка балансира поворотная, то ее поворачивают в стороны, если откидная, то откидывают тыльной стороной на тело балансира. Операции по демонтажу, монтажу головки балансира довольно трудоемки, продолжительны по времени, имеют повышенные риски травматизма на производстве: имели место несчастные случаи при непроизвольном включении привода штанговой скважинной насосной установки (ШСНУ) и качании балансира – откидная головка балансира опрокидывалась вниз, нанося травму стоящему под ней члену бригады; в другом случае член бригады поднимался на станок-качалку, чтобы повернуть или откинуть головку балансира, и при непроизвольном качании балансира падал со станка-качалки, получал травму. Стоит вспомнить несчастный случай, который произошел в 2003 г. на нефтяном месторождении в США (Оклахома), когда работник нефтегазопромысловой компании погиб от удара падающей головки привода насоса (отчет исследования OKFACE № 03-ОК-060-01).

Роль инженерного труда заключается в максимальном увеличении рентабельности добычи нефти и газа [6]. Основные направления совершенствования станков-качалок связаны с уменьшением затрат времени и труда на техническое обслуживание, ремонт и изменение режима работы установки [7, с. 138]. Снижение затрат на техническое обслуживание является приоритетной задачей любого производственного предприятия [8].

Целями настоящего исследования при усовершенствовании конструкции балансира привода ШСНУ являются:

- повышение безопасности ремонтных, монтажных работ за счет исключения необходимости ручного обслуживания и демонтажа головки балансира;
- обеспечение автоматизации процесса подготовки привода ШСНУ к подземному ремонту скважины;
- сокращение затрат времени, трудовых затрат и минимизация участия человека на подготовительные работы к ремонту скважин за счет применения в конструкции устройства плеча балансира, выполненного в виде телескопической конструкции с возможностью продольного движения и снабженного электродвигателем.

Для решения указанных задач была разработана телескопическая раздвижная конструкция

балансира с электрическим двигателем и автоматической системой дистанционного управления, усовершенствована конструкция лестницы-стойки наземного привода ШСНУ.

Устройство и принцип работы усовершенствованной телескопической конструкции балансира с головкой балансира и электродвигателем

Для установки спускоподъемного агрегата для обслуживания и ремонта устья скважины после отсоединения подвески устьевого штока от колонны насосных штанг обесточивают электродвигатель станка-качалки, после чего включают редукторный электродвигатель 30 (рис. 1).

Головка 15 с продольно-подвижной частью 13 плеча балансира 12 передвигается вдоль продольно-неподвижной части 14 плеча балансира на расстояние L с помощью установленного на продольно-неподвижной части плеча балансира реверсивного редукторного электродвигателя 30 за счет передачи крутящего момента от шестерни вала 29 на многосекционную зубчатую рейку 27, жестко закрепленную на продольно-подвижной части плеча балансира, обеспечивая возвратно-поступательные движения.

Начало и окончание движения продольно-подвижной части плеча балансира с головкой балансира контролируется конечными датчиками 28, так как при касании шестерни с конечными датчиками системой управления отключается электродвигатель.

Далее происходит фиксация головки балансира с продольно-подвижной частью плеча балансира автоматическими фиксаторами 26. Контроль передвижения продольно-подвижной части плеча балансира осуществляется при помощи дистанционного пульта управления. Головка 15 имеет продольный вырез с зазорами под посадку на продольно-неподвижную часть плеча балансира, при этом на боковых поверхностях головки установлены элементы упрочнения 18. Для обеспечения плавного, безопасного, с наименьшими потерями трения перемещения продольно-подвижная часть плеча балансира имеет с продольно-неподвижной частью подвижный контакт с подвижно-опорным быстросъемным роликом 23, насаженным на подшипник 32 и ось 22 (см. рис. 1, разрез А-А). Ось закреплена своими концами 24 с продольно-подвижной частью 13 плеча балансира, при этом ролик 23 передвигается по сквозному продольному пазу 20 продольно-неподвижной части 14 плеча балансира в пределах расстояния L . Ходовая поверхность ролика 23 сопряжена с внутренней поверхностью продольного паза 20 и представляет

собой вогнутую радиусную поверхность, а внутренняя поверхность сквозного продольного паза — выпуклую радиусную поверхность. В нижней части продольно-неподвижной части 14 плеча балансира 12 со стороны подвески колонных штанг установлен подпружиненный механизм опорного вала скольжения с подшипниками 25 (см. рис. 1, 2), с помощью которого обеспечивается плавное перемещение подвижной части плеча балансира с головкой. При перемещении

продольно-подвижной части плеча балансира с головкой вдоль продольно-неподвижной части в сторону устья скважины подпружиненный механизм опорного вала скольжения 25 с валом 33 проваливаются вниз, и продольно-подвижная часть плеча балансира с головкой ложится на горизонтальные полки двутавра балансира (см. рис. 2); в обратном направлении по мере уменьшения длины плеча механизм поднимается вверх под действием пружин.

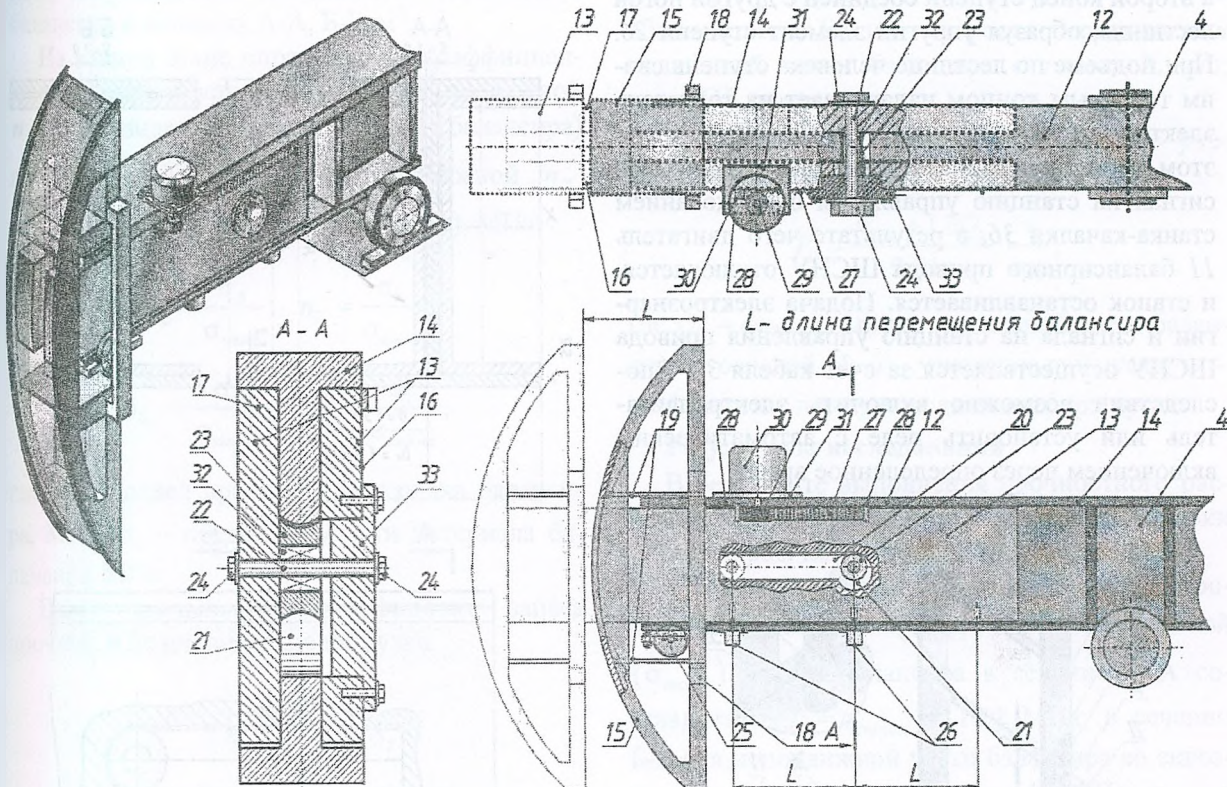


Рис. 1. Усовершенствованная конструкция балансирного привода штанговой скважинной насосной установки

Fig. 1. Improved design of the balance drive of the sucker rod well pumping unit

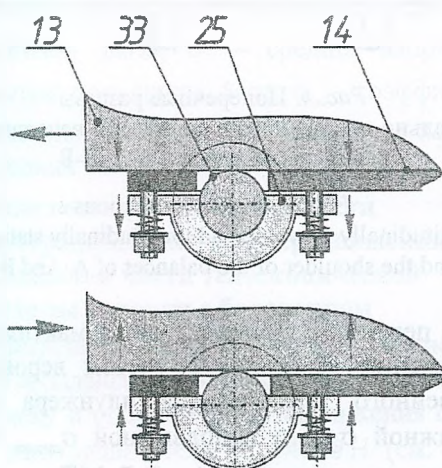


Рис. 2. Подпружиненный механизм опорного вала скольжения

Fig. 2. Spring-loaded sliding support shaft mechanism

Техническое решение лестницы с системой безопасности

В настоящее время распространена практика периодической эксплуатации малodeбитных скважин, оборудованных балансирами ШСНУ. Данные скважины находятся на месторождениях вблизи деревень и населенных пунктов. Станки-качалки не охраняются и имеют довольно простое ограждение, не являющееся преградой для проникновения в опасную зону. Периодически можно увидеть недалеко грибников, играющих подростков. Если подросток залезет на привод ШСНУ по лестнице, а балансир начнет работать в автоматическом режиме, то возможен несчастный случай — падение подростка со станка-качалки.

Авторами предложено техническое решение закрепленной на стойке балансира лестницы станка-качалки, имеющей ступень с конечным выключателем электродвигателя привода ШСНУ. Принцип работы устройства следующий (рис. 3). Одна из ступеней 26 нижних пролетов лестницы 3 балансира привода ШСНУ выполнена с подвижной вертикальной фиксацией в пределах сквозного паза 31. В паз 31 одной из ног лестницы 3 выходит торцевой конец ступени 26, а второй конец ступени соединен с другой ногой лестницы, образуя упругий элемент ступени 26. При подъеме по лестнице человека ступень своим торцевым концом надавливает на толкатель электромонтажного отсекаателя 34, сжимая при этом пружину возврата 35, тем самым передавая сигнал на станцию управления оборудованием станка-качалки 36, в результате чего двигатель 11 балансира привода ШСНУ отключается, и станок останавливается. Подача электроэнергии и сигнала на станцию управления привода ШСНУ осуществляется за счет кабеля 37. Впоследствии возможно включить электродвигатель или установить реле с автоматическим включением через определенное время.

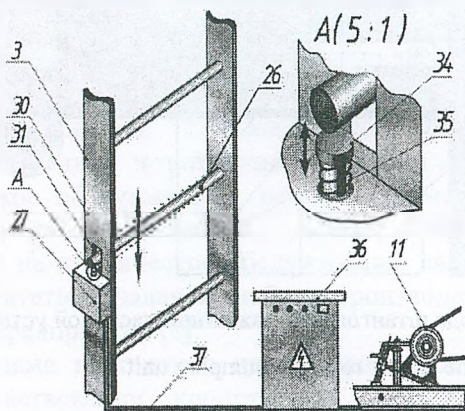


Рис. 3. Лестница с конечным выключателем привода станка-качалки

Fig. 3. Ladder with end pump rocking switch

Выполнение прочностного расчета телескопической конструкции головки с балансиrom. Методика расчета

Исходные данные для расчета телескопической конструкции головки с балансиrom следующие: максимальная $P_{\max}$ и минимальная $P_{\min}$ нагрузки на головку балансира, Н; поперечное сечение неподвижной части плеча балансира представляет собой двутавр № 40Ш2 в соответствии с ГОСТ Р57837-2017; для подвижной части плеча балансира применяются швеллеры марки 36У (рис. 4). Материал балансира – Ст.3.

Расчеты на прочность сформированы на основе существующей методики расчета, но имеют инновационную составляющую, связанную с тем, что балансир в отличие от имеющихся конструкций станков-качалок состоит из двух частей – подвижной и неподвижной. Вследствие этого расчет проводится для обеих частей балансира. При расчете положение подвижной части плеча балансира с головкой установлено над устьем скважины.

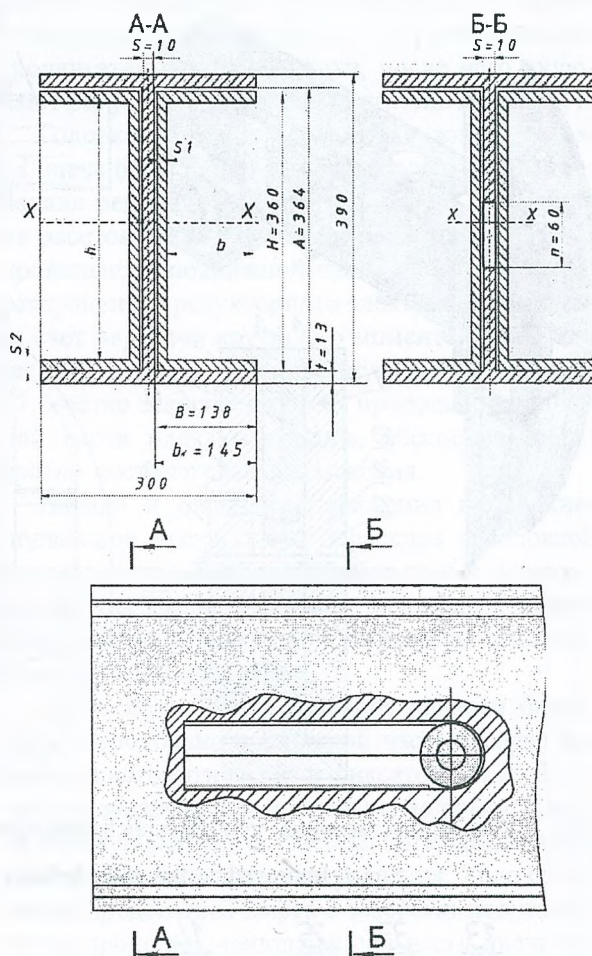


Рис. 4. Поперечные разрезы продольно-подвижного и продольно-неподвижного и плеча балансира А-А, Б-Б

Fig. 4. Transverse sections longitudinally movable and longitudinally stationary and the shoulder of the balancer of A-And B-B

На первом этапе определяется максимальное напряжение от изгиба с учетом вероятности мгновенного заклинивания плунжера насоса подвижной $\sigma_{\max п}$ и неподвижной $\sigma_{\max нп}$ частей балансира в сечениях А-А и Б-Б, МПа:

$$\sigma_{\max п} = \frac{M_{\max п}}{W_n};$$

$$\sigma_{\max \text{ нп}} = \frac{M_{\max \text{ нп}}}{W_{\text{нп}}},$$

где $M_{\max \text{ п}}$ – максимальный изгибающий момент подвижной части плеча балансира, Н·м; $M_{\max \text{ нп}}$ – максимальный изгибающий момент неподвижной части плеча балансира, Н·м; $W_{\text{п}}$ – момент сопротивления подвижной части плеча балансира в сечениях А-А, Б-Б, м³; $W_{\text{нп}}$ – момент сопротивления неподвижной части плеча балансира в сечениях А-А, Б-Б, м³.

На втором этапе определяются коэффициенты запаса при хрупком разрушении (подвижной $n_{B_{\text{п}}}$ и неподвижной $n_{B_{\text{нп}}}$ частей балансира) и пластической деформации (подвижной $n_{T_{\text{п}}}$ и неподвижной $n_{T_{\text{нп}}}$ частей балансира), МПа:

$$n_{B_{\text{п}}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\max \text{ п}}}; \quad n_{T_{\text{п}}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max \text{ п}}};$$

$$n_{B_{\text{нп}}} = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\max \text{ нп}}}; \quad n_{T_{\text{нп}}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max \text{ нп}}},$$

где σ_B – предел прочности материала балансира, МПа; σ_T – предел текучести материала балансира, МПа.

Далее вычисляется коэффициент запаса прочности на циклические нагрузки:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_d \sigma_a + \varphi_{\sigma} \sigma_T},$$

где σ_{-1} – предел выносливости, МПа; $(K_{\sigma})_d$ – коэффициент, учитывающий концентрацию напряжений, масштабный фактор и состояние поверхности детали; σ_a – амплитуда изменения напряжения, МПа; σ_T – среднее напряжение ассиметричного цикла, МПа; φ_{σ} – коэффициент, учитывающий свойства материала и характер нагружения.

Выполнение расчета мощности электродвигателя для передвижения подвижной части телескопической системы головки с балансиrom

Определяется вес продольно-подвижной части плеча балансира с головкой, передвигающейся по ролику и опорному валу скольжения с помощью электродвигателя $Q_{\Sigma} = 4000$ Н (см. рис. 1, поз. 13, 15).

Определяется частота вращения вала колеса электродвигателя, об/мин, по формуле

$$n_k = \frac{n_d}{u},$$

где n_d – частота вращения электродвигателя, об/мин; u – передаточное число привода.

Находится статическая мощность двигателя, Вт:

$$P_{\text{сд}} = W_{\text{ск}} \frac{v}{\eta},$$

где $W_{\text{ск}}$ – статическая сила сопротивления на ободе колеса, Н; v – скорость передвижения подвижной части балансира с головкой, м/с; η – КПД привода.

Рассчитывается мощность двигателя с учетом динамики разгона, Вт:

$$P_d = \frac{W_{\text{ск}} + 1,3Q_{\Sigma}}{9,81a} \cdot \frac{v}{\eta\psi},$$

где Q_{Σ} – суммарный вес подвижной части балансира с головкой, Н; a – ускорение при пуске; ψ – коэффициент перегрузки двигателя при пуске.

Результаты исследования

В результате выполнения прочностного расчета телескопической конструкции головки с балансиrom получены следующие цифры:

– максимальное напряжение от изгиба продольно-подвижной ($\sigma_{\max \text{ п}}$) и неподвижной ($\sigma_{\max \text{ нп}}$) частях балансира в сечении А-А составляет $\sigma_{\max \text{ п}} = \sigma_{\max \text{ нп}} = 112,2$ МПа; в сечении Б-Б для неподвижной части балансира со сквозным пазом под ролик $\sigma_{\max \text{ нп}} = 64,3$ МПа; $\sigma_{\max \text{ п}} = 64,1$ МПа;

– коэффициенты запаса прочности при хрупком разрушении в сечении А-А в подвижной ($n_{B_{\text{п}}}$) и неподвижной ($n_{B_{\text{нп}}}$) частях балансира $n_{B_{\text{п}}} = n_{B_{\text{нп}}} = 3,6$; в сечении Б-Б для неподвижной части балансира со сквозным пазом $n_{B_{\text{нп}}} = 6,2$;

– коэффициенты запаса прочности при пластической деформации в сечении А-А в подвижной $n_{T_{\text{п}}}$ и неподвижной $n_{T_{\text{нп}}}$ частях балансира $n_{T_{\text{п}}} = n_{T_{\text{нп}}} = 2$; в сечении Б-Б $n_{T_{\text{п}}} = n_{T_{\text{нп}}} = 3,4$;

– коэффициенты запаса прочности на циклические нагрузки (n) в сечении А-А в подвижной и неподвижной частях балансира $n = 2,7$; для части балансира со сквозным пазом в сечении Б-Б $n = 3,2$.

В результате расчета мощности электродвигателя для передвижения подвижной части те-

лескопической системы головки с балансиром определена статическая мощность двигателя $P_{\text{сд}} = 57$ Вт; расчетная мощность двигателя с учетом динамики разгона $P_{\text{д}} = 34$ Вт.

У модернизированной конструкции головки с балансиром, электродвигателем и пультом дистанционного управления время на подготовку станка-качалки к ремонту составляет примерно 0,1 нормо-часа, в то время как у существующего на промысле станка-качалки оно составляет 0,68 нормо-часа (ООО «Лукойл-Пермнефть». Нормы времени на сервисное обслуживание станков-качалок. 1323.07.3-02-2003). В результате на подготовку усовершенствованного привода ШСНУ к ремонту скважины затрачивается меньше времени, чем у существующего привода ШСНУ на 0,58 нормо-часа. Также меньше затрачивается времени на вывод модернизированного привода ШСНУ в рабочий режим после ремонта скважины. В результате сокращение времени на подготовительно-заключительные работы модернизированного привода ШСНУ составляет 1,16 нормо-часа.

Рассмотрим формулу подачи насосной установки:

$$Q_{\text{сут}} = F S n \rho \cdot 60 \cdot 24,$$

где F – площадь поперечного сечения, м^2 ; S – длина хода плунжера, м ; n – число ходов плунжера в минуту; ρ – относительная плотность жидкости; $60 \cdot 24$ – число минут в сутках. Из формулы видно, что если насос находится на ремонте, то $n = 0$. В результате видна зависимость уменьшения подачи насосной установки за период времени от увеличения времени нахождения насоса на ремонте.

Выводы

Предложенная усовершенствованная телескопическая конструкция головки с балансиром, электродвигателем и пультом дистанционного управления, а также конструкция маршевой лестницы стойки привода ШСНУ позволяют решить задачи безопасности, автоматизации эксплуатационного обслуживания привода ШСНУ, уменьшить затраты труда и времени на эксплуатацию станка-качалки, уменьшить время простоя насоса в нерабочем состоянии, повысить среднюю подачу насоса.

В результате расчета на прочность телескопической конструкции балансира можно сделать вывод, что полученные запасы прочности при статических и циклических нагрузках смогут обеспечить надежную работу балансира.

В результате расчета мощности электродвигателя для передвижения подвижной части плеча балансира с головкой балансира усовершенствованного привода ШСНУ подобран электродвигатель Doorhan Sliding - 800 KIT с пультом дистанционного управления с мощностью $P = 80$ Вт.

Библиографические ссылки

1. Гиниятов М. Ю. Интеграционное решение для добычи нефти и газа. Интеллектуальное месторождение // Сфера. Нефть и газ. 2017. № 2. С. 86–90.
2. Антипова О. А. Совершенствование методики расчета количества бригад капитального ремонта скважин на предприятиях нефтяной промышленности // Фундаментальные исследования. 2017. № 5. С. 110–113.
3. Hand A. Cost Cutting's Effect on Oil and Gas Safety. *Automation World Journal*, 2018, August 6, pp. 52-57.
4. Lauren G.P. A Better Day for Worker Safety. *Automation World Journal*, 2019, March 8, pp. 57-63.
5. Мезрина Н. М. Алгоритм расчета экономических нормативов для планирования технического обслуживания и ремонта оборудования и рыночной стоимости оборудования // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2017. Т. 20, № 1. С. 64–69.
6. Boyun Guo, Xinghui Liu, Xuehao Tan. Petroleum production engineering. Imprint: Gulf Professional Publ., 2017, 780 p.
7. Архипов К. И., Попов В. И., Попов И. В. Справочник по станкам-качалкам / АО «Татнефть». Альметьевск: ТатАСУнефть, 2000. 146 с.
8. Романов Р. А. Повышение эффективности работы технологического оборудования и снижение затрат на обслуживание // Сфера. Нефть и газ. 2018. № 64. С. 86–88.

References

1. Giniyatov M.Yu. [Integration solution for oil and gas production. Intellectual field]. *Sfera. Neft' i gaz*, 2017, no. 2, pp. 86-90 (in Russ.).
2. Antipova O.A. [Improving the method of calculating the number of teams of capital re-mount wells (cattle) in the oil industry. *Fundamental study*, 2017, no. 5, pp. 110-113 (in Russ.).
3. Hand A. Cost Cutting's Effect on Oil and Gas Safety. *Automation World Journal*, 2018, August 6, pp. 52-57.
4. Lauren G.P. A Better Day for Worker Safety. *Automation World Journal*, 2019, March 8, pp. 57-63.
5. Mezrina N.M. [Algorithm for calculating economic standards for planning maintenance and repair of equipment and market value of equipment]. *Vestnik IzhGTU imeni M.T. Kalashnikova*, 2017, vol. 20, no. 1, pp. 64-69 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2017-2-153-156.

6. Boyun Guo. Xinghui Liu, Xuehao Tan. Petroleum production engineering. Imprint: Gulf Professional Publ., 2017, 780 p.

7. Arkhipov K.I., Popov V.I., Popov I.V. *Spravochnik po stankam-kachalkam* [Handbook of rocking ma-

chines]. Al'met'evsk, TatASUneft, 2000, 146 p. (in Russ.).

8. Romanov R.A. [Improving the efficiency of technological equipment and reducing maintenance costs]. *Sfera. Neft' i gaz*, 2018, no. 64, pp. 86-88 (in Russ.).

Improving the Beam-Balanced Pumping Unit

E.A. Volokhin, Master's Degree Student, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

A.N. Terent'ev, PhD in Engineering, Associate Professor, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

A.V. Volokhin, PhD in Education, Kalashnikov ISTU, Izhevsk, Russia

The paper describes an improved telescopic design of the head with a balance bar, an electric motor with a remote control, with the ability to change the length of the balance arm to prepare the sucker rod pumping unit (SRPU) drive for conducting operational repair of wells with minimal human involvement. The result of the improvement of the pumping unit is aimed at increasing the automation of work, reducing the time and labor costs, and increasing safety in preparing the pumping unit drive for underground well repair.

A method for calculating the strength of the moving and stationary parts of the telescopic head design with a balance bar is presented: the maximum bending stress, the safety factor for brittle fracture and plastic deformation, and the safety factor for cyclic loads are determined. The obtained calculation results correspond to the minimum allowable coefficients for reliable use of the pumping unit. A method for selecting an electric motor for moving the longitudinally movable part of the balancer arm is described, in which the necessary parameters are determined: wheel shaft rotational speed, static power, engine power taking into account the acceleration dynamics. The technical solution is shown for the ladder with safety-automatic shutdown of the electric motor of the pumping unit with unauthorized lifting of a stranger along it.

Keywords: pumpjack, pumping station, ladder, horsehead, safety, strength calculation.

Получено 14.12.2018

Образец цитирования

Волохин Е. А., Терентьев А. Н., Волохин А. В. Усовершенствование балансирующего привода штанговой скважинной насосной установки // Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова. 2019. Т. 22, № 3. С. 19-25. DOI: 10.22213/2413-1172-2019-3-19-25.

For Citation

Volokhin E.A., Terent'ev A.N., Volokhin A.V. [Improvement of the balancing drive of the sucker rod pumping unit]. *Vestnik IzhGTU imeni M. T. Kalashnikova*, 2019, vol. 22, no. 3, pp. 19-25 (in Russ.). DOI: 10.22213/2413-1172-2019-3-19-25.

Учредитель и издатель
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова»
426069, Ижевск, Студенческая, 7

Перепечатка материалов допускается только с разрешения учредителя и издателя журнала
«Вестник ИжГТУ имени М. Т. Калашникова»

Адрес редакции
426069, Ижевск, Студенческая, 7, тел./факс (3412)77-10-75
<http://www.istu.ru>. E-mail: izdat@istu.ru

Выпуск в свет 30.09.19. Формат 60 × 84/8. Бумага офсетная. Усл. печ. л. 14,0. Тираж 100 экз. Заказ № 284. Цена 1200 руб.
Издательство Ижевского государственного технического университета имени М. Т. Калашникова
Отпечатано в типографии Издательства ИжГТУ. 426069, Ижевск, Студенческая, 7