

ПРУЖИННЫЕ ПРИВОДЫ С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ДЛЯ ШТАНГОВЫХ ГЛУБИННЫХ НАСОСОВ

Жавнер М.В.¹, Ли Сэнь¹, Чжао Вэнь²

¹*Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург;*

²*Северо-восточный университет лесного хозяйства, Китай, Харбин*

Ключевые слова: энергосбережение, пружинный привод, рекуперация энергии, рабочие операции, связанные с подъемом и опусканием грузов, штанговые глубинные насосы, инерционные силы, уравнивающие устройства, производительность, быстрдействие.

Аннотация. При проектировании технологического оборудования, работа которого связана с возвратно-поступательными перемещениями, снижение энергозатрат, может быть реализовано за счет использования принципиально нового вида привода на базе пружинных аккумуляторов. Использование пружинного привода с рекуперацией энергии для скважинных штанговых насосов позволит уменьшить материалоемкость при их изготовлении и снизит затраты на перевозку, монтаж и эксплуатацию. Снижение энергопотребления в нефтедобывающей отрасли и для различных погрузочно-разгрузочных операций, например, в три раза, позволит снизить требуемую мощность приводов примерно в девять раз. Снижение потребления энергии при добыче нефти обеспечивается применением пружинных приводов с рекуперацией энергии, позволяет существенно снизить затраты энергии. Далее необходим поиск новых решений с учетом условий эксплуатации. Предпочтительно требуется снижение общей массы нефтяных станков-качалок, что позволит использовать их в заболоченных местах с независимым автономным электроснабжением.

SPRING DRIVES WITH ENERGY RECOVERY FOR ROD DEEP PUMPS

Zhavner M.V.¹, Li Sen¹, Zhao Wen²

¹*Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, Sankt- Petersburg;*

²*Northeast Forestry University, China, Haerbin*

Keywords: energy saving, mechatronic drive, spring drive, energy recovery, cyclic operation, rod deep pumps, inertial forces, balancing devices, performance, speed.

Abstract. When designing technological equipment, the operation of which is associated with reciprocating movements, a reduction in energy consumption can be realized through the use of a fundamentally new type of drive based on spring batteries. The use of a spring drive with energy recovery for downhole rod pumps can reduce the material consumption in their manufacture and reduce the cost of transportation, installation and emissions. Reducing energy consumption in oil production is ensured by the use of spring drives with energy recovery, which can significantly reduce energy costs. Further, it is necessary to search for new solutions taking into account the operating conditions. Preferably, a reduction in the total mass of oil pumping units is required, which will allow them to be used in wetlands with an independent autonomous power supply.

Введение

При рассмотрении вопросов, связанных с энергетическими проблемами, основное внимание уделяется разработке и использованию альтернативных источников энергии. Наиболее важным направлением является уменьшение энергопотребления, при котором промышленность увеличивает объемы производства без увеличения затрат энергии.

При эксплуатации масса оборудования определяет энергозатраты на строительство зданий и их функционирование. Текущие затраты энергии определяются массой подвижных частей оборудования, его габаритными размерами и системой приводов. Все вышеперечисленное, отнесенное к единице продукции, является критериями, которые позволяют оценить энергетическую эффективность технологического оборудования [1-11].

Актуальность снижения энергозатрат состоит в том, что снижение энергозатрат в 3 раза, позволит снизить требуемую мощность приводов в 9 раз. Это касается нефтедобывающей отрасли и погрузочно-разгрузочных операций в различных отраслях промышленности.

Материал и методы исследования

Скважинные штанговые насосы используются в 65% случаев от всех установок для добычи нефти. С точки зрения снижения энергозатрат связанных с возвратно-поступательным перемещением, перспективным является принципиально новый вид привода на базе пружинных аккумуляторов для скважинных штанговых насосов, позволяющий снизить массу, габаритные размеры и стоимость фундаментов для их размещения.

Энергетические затраты, потребляемые технологическим оборудованием, определяются работой, которая затрачивается на технологические операции, работой, определяемой потерями, связанной с диссипацией энергии, работой, обусловленной инерционными силами, работой, затрачиваемой на компенсацию сил тяжести и энергозатратами на системы управления [2].

На рисунке 1 представлена схема потребления энергии в системах приводов штанговых глубинных насосах. При проектировании нового оборудования с точки зрения снижения затрат энергии у разработчика есть три канала снижения энергетических затрат.

1. Уменьшение инерционных нагрузок за счет снижения массы подвижных элементов (без изменения производительности).

2. Уменьшение массы подвижных элементов, совершающих вертикальное или круто наклонное перемещение.

3. Применение пружинных приводов с рекуперацией энергии с наименьшими затратам энергии по сравнению со всеми другими типами приводов, имеющих наилучшие показатели по удельной мощности [3].

При этом пружинные приводы обладают следующими преимуществами:

- 1) высокая надежность;
- 2) длительный срок службы;
- 3) низкий уровень шума;
- 4) взрывобезопасность и пожарная безопасность;
- 5) нечувствительность к температурным перепадам;
- 6) благоприятные динамические режимы.



Рис. 1. Схема потребления энергии в системах приводов штанговых глубинных насосах

При сравнении по максимальному габаритному размеру, вдоль направления перемещений, пружинные приводы могут быть сопоставимы с приводами для прямолинейных перемещений.

Пружинные приводы с рекуперацией энергии имеют меньшие линейные габариты вдоль направления движения при сравнении их с актюаторами, гидро- и пневмоцилиндрами и имеют одинаковые показатели с модулями для линейных перемещений с подвижными столами с электрическим приводом.

Авторские решения

В работе поставлена задача разработки технической идеологии проектирования пружинного привода скважинного штангового насоса при перемещении рабочих элементов в вертикальной плоскости с величиной перемещения до 2-х метров и массой до 6000 кг при количестве циклов в минуту приблизительно равным 15.

В скважинном штанговом насосе основными нагрузками являются силы тяжести и инерционные нагрузки.

В работах [2, 9, 10] рассмотрены пружинные приводы с рекуперацией энергии, структурная схема которых представлена на рисунке 2.



Рис.2. Схема пружинного привода с рекуперацией энергии

Пружинный привод с рекуперацией энергии состоит из пружинного аккумулятора, двигателя для компенсации диссипативных потерь, уравновешивающего устройства и системы управления с информационно-измерительными компонентами.

На рисунке 3 представлена схема привода с грузовым уравниванием для скважинных штанговых насосов.

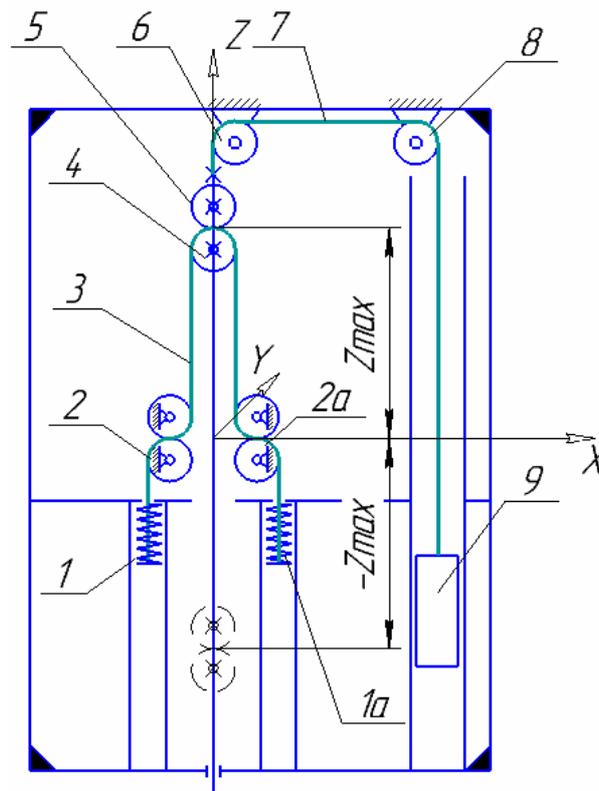


Рис. 3. Схема пружинного привода с грузовым уравниванием

Привод состоит из двух пружин сжатия 1 и 1а, которые соединены между собой гибким элементом 3, который вместе с двумя отклоняющимися блоками 4 и 5, расположенными на штанге, образуют обратный полиспаст. Одним торцом пружины закреплены на траверсе, а другой торец пружины упирается в диск, с присоединенным к нему гибким элементом, причем гибкий элемент расположен внутри пружины. Две пары отклоняющихся блоков 2,

расположенных параллельно штанге, окончательно формируют конфигурацию пружинного привода. В данном приводе рабочий ход пружин в два раза меньше максимального хода штанги, равного $2z_{\max}$.

Пружинный аккумулятор выполнен из двух пружин сжатия, расположенных с двух сторон от штанги, рабочее удлинение которых равно половине максимального хода штанги:

$$L_{np} = z_{\max}.$$

Максимальная потенциальная энергия каждой пружины равна

$$U_{\max} = 0,5cz_{\max}^2,$$

где c – жесткость пружины.

Время перемещения штанги из одного крайнего положения в другое определяется из выражения

$$t = \pi \sqrt{\frac{0,5m_{um} + \frac{m_{np}}{3}}{c}}, \quad (1)$$

где m_{um} – масса штанги; m_{np} – масса пружины.

На рисунке 4 представлены законы движения выходного звена пружинного привода. Учитывая, что рабочий ход штанги намного превышает диаметр отклоняющего блока, можно принять, что закон ускорения имеет вид прямой линии, а закон изменения скорости штанги, как функция от ее положения, имеет форму эллипса (рис. 4).

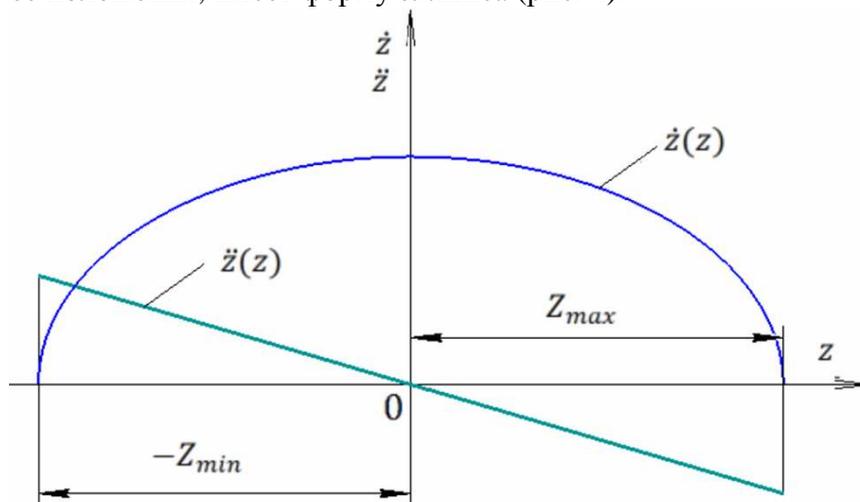


Рис. 4. Законы движения выходного звена пружинного привода

Допустим, что имеется уравнивающее устройство, приведенная масса которого к выходному звену равна m_y .

В этом случае суммарная жесткость пружин привода определяется из уравнения

$$c = \frac{\pi^2}{t^2} (m_{um} + m_y). \quad (2)$$

Системы уравнивания используются в большинстве приводов скважинных штанговых насосов. Наиболее простым и дешевым вариантом является грузовое уравнивание. В качестве противовеса может также использоваться подвеска штангового насоса, расположенного поблизости и связанная с ним кинематической связью [12]. Для рассматриваемого привода при использовании грузового уравнивания уравнение (2) примет

$$c = 2m_{um} \frac{\pi^2}{t^2}. \quad (3)$$

Увеличение жесткости пружины, приведет к увеличению нагрузок в шарнирных соединениях, массы тягового органа и суммарной величине диссипативных потерь.

Для повышения быстродействия, уравнивание постоянной статической нагрузки можно осуществить за счет использования кривошипно-ползунного механизма, в котором длина шатуна равна длине кривошипа, а кривошип соединен с пружинным аккумулятором с помощью гибкого элемента. Схема пружинного привода с пружинным уравнивающим устройством для скважинных штанговых насосов представлена на рисунке 5.

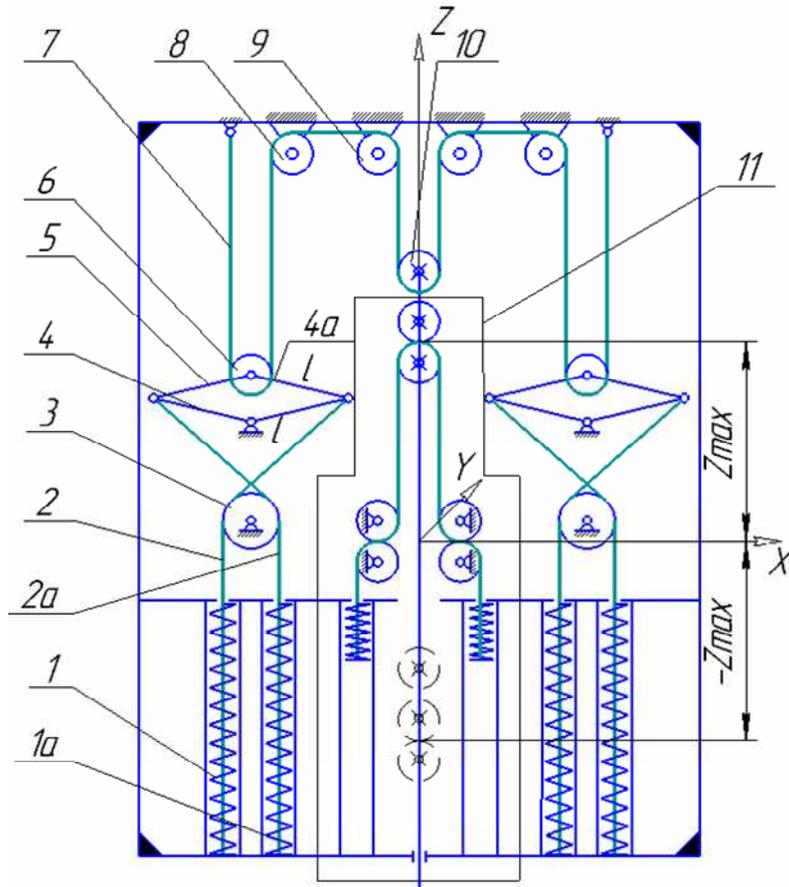


Рис.5. Схема привода скважинного штангового насоса с пружинным уравнивающим устройством

Система уравнивания (рис. 5) включает пружины сжатия 1 и 1а, снизу которых закреплены концы гибких элементов 2 и 2а, перекинутые через сдвоенный блок 3, закрепленный на основании. Другие концы гибких элементов шарнирно соединены с кривошипами 4 и 4а длиной l , которые в свою очередь шарнирно соединены с шатунами 5 и 5а длиной l и соосны. Другие концы шатунов 5 и 5а соединены с роликом 6, через который перекинут другой гибкий элемент 7, оба конца которого крепятся к основанию, а сам гибкий элемент последовательно охватывает блоки 6, 8, 9 и блок 10, который жестко закреплен со штангой и затем последовательно охватывает блоки, расположенные симметрично блокам. Далее гибкий элемент переходит на симметрично расположенные блоки и аналогичную правую сторону. Пружинный привод скважинного штангового насоса обозначен позицией 11.

Предполагается, что схема, представленная на рисунке 5, может быть реализована в виде отдельных модулей, из которых можно формировать уравнивающее устройство или «звездообразной» формы или прямоугольной формы.

Максимальное усилие каждой пружины равно:

$$F_{\max} = \frac{m_{um}g}{2}, \quad (4)$$

где g – ускорение свободного падения.

Причем суммарная жесткость двух пружин должна быть равна

$$c = \frac{m_{um}g}{4l}. \quad (5)$$

Представленный на рисунке 5 пружинный привод для рабочей операции со следующими параметрами:

1) масса штанги $m_{шт}$;

2) ход штанги $H = 2z_{\max}$;

3) время подъема или опускания штанги t ;

4) жесткость пружины привода равна $c = \frac{\pi^2}{t^2}(m_{шт} + m_y)$;

5) максимальная скорость штанги при прохождении среднего положения $\dot{z}_{\max} = \frac{\pi z_{\max}}{t}$;

6) средняя скорость штанги $\dot{z}_{cp} = \frac{2z_{\max}}{t}$.

Преимуществом данного пружинного привода является существенное уменьшение его массы, что позволяет обойтись без фундамента, и он может размещаться в контейнерах прямо над устьем скважины.

Выводы

Минимальные затраты энергии могут обеспечивать автономность электроснабжения за счет использования солнечных батарей и ветрогенераторов.

Важным моментом является отсутствие редуктора и различных передач, требующих обязательной смазки при различных температурных режимах.

Уменьшение массы штанг позволит уменьшить нагрузку на гибкий элемент.

Дальнейшим направлением исследования является изучение возможности создания пружинного привода с синусоидальным законом ускорения, что позволит получить первую геометрическую передаточную функцию в виде колоколообразной кривой.

Список литературы

1. Корендяев А.И., Саламандра Б.Л., Тывес Л.И. Теоретические основы робототехники. В 2 кн. – М.: Наука. – 2006.
2. Патент №2777174 РФ. Пружинный привод глубинного скважинного насоса / В.П. Белогур, В.Л. Жавнер, М.В. Жавнер, В. Чжао. – Заявка №2021125841 от 01.09.2021; опубл. 01.08.2022, Бюл. № 22.
3. Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion // International Review of Mechanical Engineering (I.RE.ME.). 2018, no. 12(9), pp. 784-789.
4. Надеждин И.В. Исполнительные механизмы цикловых машин-автоматов и мехатронных систем. – Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015. – 280 с.
5. Надеждин И.В., Мочанов А.А. Экспериментальные исследования динамики мехатронных грузочных устройств с рекуперацией энергии // Фундаментальные основы механики. – 2017. – №2. – С. 54-58.
6. Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016, no.1, pp. 1-5.
7. Patent No. 2284867 CN Linear motor driven beam-pumping unit / Shen Fengquan Sun Ping, Wang Tongbin. – Publ. 1998.06.24.
8. Patent No. 0561759 CN. Submersible oil well pump set having underground drive conversion device / Zhang Ruiqi, Zhao Ksikhuan, Zhao Xihua. – Publ. 2015-09-07.
9. Патент №2741187 РФ. Привод скважинного штангового насоса / В.П. Белогур, В.Л. Жавнер, М.В. Жавнер, В. Чжао. – Заявка №2020135561 от 29.10.2020; опубл. 22.01.2021, Бюл. № 3.
10. Белогур В.П., Жавнер В.Л., Жавнер М.В., Чжао В. Мехатронные пружинные приводы для штанговых глубинных насосов // Современные проблемы теории машин. – 2022. – №14. – С. 24-32.
11. Валовский В.М., Шамсутдинов И.Г., Федосеенко Н.В. Устройство, расчет и конструирование цепных приводов скважинных штанговых насосов. – М.: Нефтяное хоз-во, 2013. – 273 с.
12. Патент №2770704 РФ. Способ добычи нефти с помощью ШГН станка-качалки и конструкция последнего для реализации этого способа / Э.И. Деникин. – Заявка №2021111429 от 20.04.2021; опубл. 21.04.2022, Бюл. №12.

References

1. Korendyasev A.I., Salamander B.L., Tyves L.I. Theoretical foundations of robotics. In 2 books. – M.: Science. – 2006.

2. Patent No. 2777174 RU. Spring Drive Downhole Pump / V.P. Belogur, V.L. Zhavner, M.V. Zhavner, W. Zhao. – Appl. No. 2021125841 from 01.09.2021; publ. 01.08.2022, Bul. No. 22.
3. Zhavner V.L., Matsko O.N., Zhavner M.V. Comparative Analysis of Mechatronic Drives for Reciprocal Motion // International Review of Mechanical Engineering (I.RE.ME.). 2018, no. 12(9), pp. 784-789.
4. Nadezhdin I.V. Executive mechanisms of cyclic automatic machines and mechatronic systems. – Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2015. – 280 p.
5. Nadezhdin I.V., Mochanov A.A. Experimental studies of the dynamics of mechatronic loading devices with energy recovery // Fundamentals of mechanics. 2017, no. 2, pp. 54-58.
6. Zhavner V.L., Matsko O.N. Spring drives for reciprocal motion // Journal of Machinery Manufacture and Reliability. 2016, no.1, pp. 1-5.
7. Patent No. 2284867 CN Linear motor driven beam-pumping unit / Shen Fengquan Sun Ping, Wang Tongbin. – Publ. 1998.06.24.
8. Patent No. 0561759 CN. Submersible oil well pump set having underground drive conversion device / Zhang Ruiqi, Zhao Ksikhuan, Zhao Xihua. – Publ. 2015-09-07.
9. Patent No. 2741187 RU. Downhole rod pump drive / V.P. Belogur, V.L. Zhavner, M.V. Zhavner, W. Zhao. – Appl. No. 2020135561 from 29.10.2020; publ. 22.01.2021, Bul. No. 3.
10. Belogur V.P., Zhavner V.L., Zhavner M.V., Zhao Wen. Mechatronic spring drives for rod depth pumps // Modern problems of the theory of machines. 2022, no. 14, pp. 24-32.
11. Valovsky V.M., Shamsutdinov I.G., Fedoseenko N.V. Device, calculation and design of chain drives for borehole rod pumps. – M.: Oil economy, 2013. – 273 p.
12. Patent No. 2770704 RU. The method of oil production using a SRP pumping unit and the design of the latter for the implementation of this method / E.I. Denikin. – Appl. No. 2021111429 from 20.04.2021; publ. 21.04.2022, Bul. No. 12.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Жавнер Милана Викторовна – кандидат технических наук, доцент	Zhavner Milana Viktorovna – candidate of technical sciences, associate professor
Ли Сэнь – аспирант	Li Sen – postgraduate student
Чжао Вэнь – кандидат технических наук milanaj@mail.ru	Zhao Wen – candidate of technical sciences

Получена 09.02.2023