

УСТРОЙСТВО УСТЬЕВОЙ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ЗАСЛОНКИ ДЛЯ ДОБЫЧНЫХ СКВАЖИН ГАЗА

С. В. Марфицын¹, А. В. Марфицын², В. П. Марфицын¹

¹ПК «Уралец», г. Курган, Россия

²ООО «Энерготехстрой», г. Курган, Россия

Аннотация. В работе рассматриваются конструкция и расчет устьевой заслонки для добычи из скважин газа с применением патента RU 2416751C1.

Ключевые слова: устройство; газовая заслонка; преимущества

THE DEVICE WELLHEAD CONTROL VALVE FOR GAS PRODUCTION WELLS

S. V. Marfitsyn¹, A. V. Marfitsyn², V. P. Marfitsyn¹

¹CC «Uralec», Kurgan, Russia

²LLC «Energotechstroy», Kurgan, Russia

Abstract. The article discusses the design and calculation of wellhead valves for production from gas wells with the application of the patent RU 2416751C1.

Key words: device; gas flap; advantages

Введение

Газовые и газоконденсатные месторождения залегают в земной коре на различных глубинах — от 250 до 10 000 м и более. Газовые скважины эксплуатируются в течение длительного времени в сложных и изменяющихся условиях. Давление газа в скважине может достигать 100 МПа, а температура газа достигает 523 °К. Долговечность работы скважин определяется их конструкциями.

Конструкция скважины должна обеспечивать доведение скважины до проектной глубины; осуществление заданных способов вскрытия продуктивных горизонтов и методов их эксплуатации; предотвращение осложнений в процессе бурения и эксплуатации; ремонт скважины; выполнение исследовательских работ; минимум затрат на строительство скважины как законченного объекта в целом¹.

Расчет устьевой регулирующей заслонки по патенту RU 2416751C1 от 14.06.2009

Устьевая регулирующая заслонка предназначена для постепенного открытия устья скважины ручным управлением, а также для регулирования газа, поступающего в выходную линию газопровода. Она состоит из штурвала, управляемого двумя операторами, вала с шестерней на конце, зубчатого колеса, винтовой передачи и раскрывающихся захватов (рисунок) [1].

В начальный момент времени заслонка закрыта. По мере поступления газа из скважины, вращением штурвала заслонка постепенно открывается и по мере достижения заданного расхода газа сохраняет определенное положение. Прекращение подачи газа достигается вращением штурвала в противоположном направлении. В процессе работы скважины возможно ручное регулирование подачи газа в выходную линию газопровода.

¹Способы эксплуатации газовых скважин. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://lektsia.com/1x702c.html> (дата обращения: 20.06.2018).

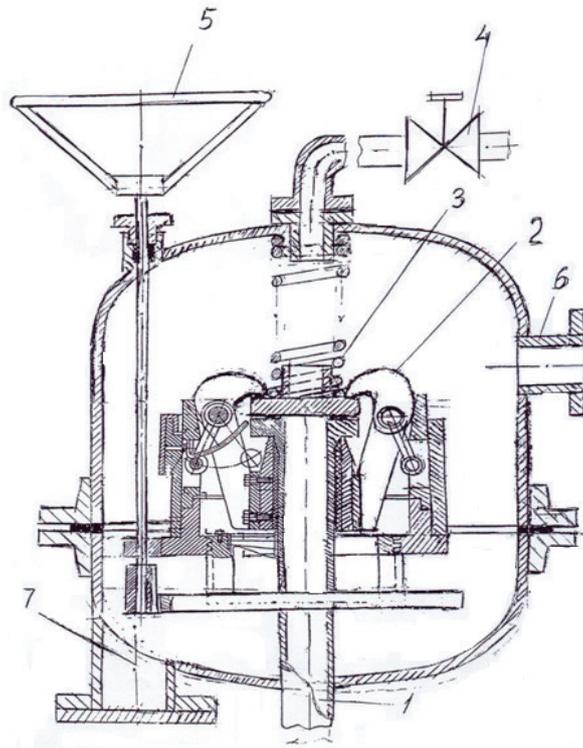


Рисунок. **Общий вид устройства устьевого заслонки:**

1 — напорная компрессорная труба; 2 — изобретение к патенту RU 2416751C1; затвор повышенной герметичности; 3 — пружина; 4 — редуцирующий клапан; 5 — штурвал; 6 — отборный патрубок; 7 — монтажный люк

Для примера рассмотрим фланцевое соединение. D_y — условный диаметр (200 мм); P_y — условное давление (100 МПа).

Внутренняя расчетная площадь заслонки

$$S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ м}^2.$$

Сила давления на заслонку

$$F = 100 \text{ МПа} \cdot 0,0314 \text{ м}^2 = 3\,140\,000 \text{ Н}.$$

Расчетная сила, действующая на заслонку, 3,14 МН.

Такие большие усилия предъявляют повышенное требование к прочности резьбы. Поэтому применяется резьба упорная усиленная².

Кинематическая схема устройства заслонки представляет собой следующую цепочку: к штурвалу диаметром 1 м, управляемому двумя операторами, прикладывается момент, равный 700 Н · м [2]. Этот момент через шестерню с диаметром делительной окружности 0,07 м передается на зубчатое колесо с диаметром делительной окружности 1,5 м. При этом первоначальный момент 700 Н · м увеличивается в 21,428 раза — до величины 14 999,6 Н · м.

Определим усилие в резьбе по патенту RU 2416751C1.

² ГОСТ 13535-87. Основные нормы взаимозаменяемости. Резьба упорная усиленная 45°. — Введ. 1988-07-01. — М., 2003. — 22 с.

Момент в резьбе [3]

$$M_p = Q \frac{D_2}{2} \operatorname{tg}(f + \rho), \quad (1)$$

где Q — продольная сила в резьбе; D_2 — средний диаметр резьбы ($D_2 = 638,598 \text{ мм} \approx 0,6386 \text{ м}$); f — угол подъема резьбы ($f = 5^\circ 12'$); $\rho = 0,42'$ — угол самоторможения (при скольжении стали по стали при смазке и коэффициенте трения равном 0,09).

Определим продольное усилие в резьбе

$$Q = \frac{M_p}{\frac{D_2}{2} \operatorname{tg}(f + \rho)} = \frac{14\,999,6}{\frac{0,6386}{2} \cdot 0,1} = 470\,206,896 \text{ Н.}$$

Усилие, действующее со стороны кольца на захваты,

$$F = \frac{Q}{\sin 6^\circ} = \frac{470\,206,896}{0,1045} = 4\,499\,587,521 \text{ Н.}$$

То есть с применением наружного кольца со скосом 6° усилие увеличивается в 9,569 раза. Таким образом, усилие, создаваемое устройством заслонки, равно в 4,4995 больше усилия, действующего на захват в

$$\frac{4,4995}{3,14} = 1,432\,962 \text{ раза.}$$

При диаметре скважины 300 мм и давлении 100 МПа площадь трубы будет $0,07065 \text{ м}^2$, а усилие давления на заслонку будет составлять

$$\frac{100 \text{ МН}}{\text{м}^2} = 7,065 \text{ МН.}$$

Если увеличить диаметр штурвала до 2 м, то усилие, создаваемое заслонкой, увеличится, соответственно, в 2 раза, то есть будет равно $4,499 \cdot 2 = 8,998 \text{ МН}$, и запас по герметичности будет $\frac{8,998}{7,065} = 1,2736$ раза.

Определим необходимое количество захватов из условия их прочности. Согласно международному стандарту ANSI/API 6A-2003 (п. 4.3.3.2), а также ASME (раздел VII, глава 2, приложение 4).

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{2}{3} \bar{\sigma}_m, \quad (2)$$

где $\bar{\sigma}_m$ — предел текучести материала.

Условие прочности захвата

$$\sigma \leq [\sigma], \quad (3)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение ($[\sigma] = 566,666 \approx 567 \text{ МПа}$).

Максимальное напряжение σ_{\max} в захвате

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W},$$

где M — момент, действующий на захват; W — момент сопротивления захвата.

$$W = \frac{bh^2}{6} = 0,0000334, \text{ где } b = 0,02 \text{ м, } h = 0,1 \text{ м.}$$

Расчет для насосно-компрессорной трубы (НКТ) диаметром 200 мм и 300 мм

Для НКТ = 200 мм.

Усилие, действующее со стороны кольца на захваты,

$$F = 4,499587 \text{ МН.}$$

Примем количество захватов — 28.

Усилие, передаваемое на один захват,

$$\frac{4,999587 \text{ МН}}{28} = 0,1607 \text{ МПа.}$$

Изгибающий момент, действующий на захват,

$$0,1607 \text{ МН} \cdot 0,114 \text{ м} = 0,018304 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Максимальное напряжение в захвате

$$\sigma = \frac{0,018304 \text{ МНм}}{0,00003333 \text{ м}^3} = 549,175 \text{ МПа} < 567 \text{ МПа}$$

Условие прочности захвата выполнено.

Для НКТ = 300 мм.

Усилие, действующее со стороны захватов,

$$F = 7,065 \text{ МН} \cdot \text{м}$$

Примем количество захватов — 44.

Усилие, передаваемое на один захват,

$$\frac{7,065 \text{ МН}}{44} = 0,160568 \text{ Н.}$$

Момент, действующий на один захват,

$$0,1607 \text{ Н} \cdot 0,114 \text{ м} = 0,018304 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Напряжение в захвате

$$\sigma = \frac{0,018304 \text{ МНм}}{0,00003333 \text{ м}^3} = 549,175 \text{ МПа} < 567 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

Материал захвата — сталь 30ХГСА с пределом текучести 835 МПа.

Выводы

- Обеспечивается простота и надежность устройства заслонки.
- Пружина, стоящая над заслонкой, обеспечивает плавность включения газовой скважины.
- Конструкция устройства регулирующей заслонки такова, что она не открывается полностью по всему сечению НКТ, а обеспечивает прохождение газа по цилиндрическому зазору между заслонкой и верхним выходным срезом НКТ.
- Универсальность конструкции захвата позволяет использовать его для любых диаметров, при этом форма и размеры захвата остаются постоянными, меняются только их количество.

Библиографический список

1. Марфицын В. П., Марфицын А. В., Марфицын С. В. Изобретение к патенту RU 2416751C1 от 14.06.2009. Затвор повышенной герметичности и вибрационной стойкости с усиленным стопорением и разгрузочным круговым кольцом для сосудов и аппаратов, работающим под внутренним и наружным давлением.
2. Гуревич Д. Ф., Шпаков О. Н. Справочник конструктора трубопроводной арматуры. – Л.: Машиностроение: Ленинградское отделение, 1987. – 518 с.
3. Сборник задач и примеров по курсу деталей машин: учеб. пособие для машиностроительных техникумов. – 4-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1974. – 288 с.

Сведения об авторах

Марфицын Сергей Владимирович,
председатель ПК «Уралец», г. Курган, e-mail:
delta-kurgan@yandex.ru

Марфицын Андрей Владимирович, директор
ООО «Энерготехстрой», г. Курган, e-mail:
entechstroy@mail.ru

Марфицын Владимир Петрович,
заместитель директора по научным
исследованиям и конструированию, ПК «Уралец»,
г. Курган, e-mail: delta-kurgan@yandex.ru

Information about the authors

Marfitysn S. V., Chairman of CC «Uralec»,
Kurgan, e-mail: delta-kurgan@yandex.ru

Marfitysn A. V., Director, LLC «Energotechstroy»,
Kurgan, e-mail: entechstroy@mail.ru

Marfitysn V. P., Deputy Director for Scientific
Research and Design, CC «Uralec», Kurgan, e-mail:
delta-kurgan@yandex.ru

DOI: 10/31660.0445-0108-2018-6-123-131

УДК 658.588:622.691.4.052.012

РАСЧЕТ РЕЖИМОВ РАБОТЫ КОМПРЕССОРНЫХ СТАНЦИЙ С ТУРБОПРИВОДНЫМИ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩИМИ АГРЕГАТАМИ

С. И. Перевощиков

Тюменский индустриальный университет, г. Тюмень, Россия

Аннотация. Предложена методика расчета режимов работы турбоприводных газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и содержащих их компрессорных станций (КС), обеспечивающая наиболее экономичные режимы работы с минимально возможным и относительно запланированным износом, а также при минимально возможном расходе энергии. Применение данной методики в рамках автоматической системы управления технологическими процессами способно придать ГПА и содержащим их КС свойства самоуправляемых систем, способных в автоматическом режиме производить самодиагностику и изменение режимов работы по результатам диагностики.

Ключевые слова: параметрическая диагностика; газоперекачивающие агрегаты; оптимизация износа; снижение энергозатрат

THE CALCULATION OF OPERATING MODES OF COMPRESSOR STATIONS WITH TURBO-DRIVEN GAS-PUMPING UNITS

S. I. Perevoschikov

Industrial University of Tyumen, Tyumen, Russia

Abstract. The article is devoted to the description of the author's method of calculating the operating modes of turbo-driven gas-pumping units and compressor stations containing them. The proposed calculating method provides the most economical operating modes with the lowest possible and relatively planned equipment wear, as well as with the lowest possible power consumption. The application of this method of calculating in the framework of an automatic process control system is able to give gas-pumping units and compressor stations containing them the properties of self-governed systems that are able to automatically self-diagnosis and change modes according to the diagnosis results.