

25. Понятовский, В. В. К теории пластин средней толщины [Текст] / В. В. Понятовский // Прикладная математика и механика. – 1962. – Т. 26, № 2. – С. 335–341.
26. Понятовский, В. В. К теории изгиба анизотропных пластинок [Текст] / В. В. Понятовский [Текст] // Прикладная математика и механика. – 1964. – Т. 28, № 6. – С. 1033–1039.
27. Понятовский, В. В. Уточненная теория трансверсально – изотропных пластин [Текст] / В. В. Понятовский // Прикладная математика и механика. – 1967. – Т. 28, № 6. – С. 72–92.
28. Хан, Х. Теория упругости: Основы линейной теории и ее применения [Текст] / Х. Хан. – М.: Мир, 1988. – 344 с.
29. Пелех, Б. Л. Слоистые анизотропные пластины и оболочки с концентраторами напряжений [Текст] / Б. Л. Пелех, В. А. Лазыко. – К.: Наук. думка, 1982. – 296 с.
30. Снеддон, И. Преобразования Фурье [Текст] / И. Снеддон. – М.: Издательство иностранной литературы, 1955. – 668 с.
31. Хижняк, В. К. Смешанные задачи теории пластин и оболочек [Текст]: учебное пособие / В. К. Хижняк, В. П. Шевченко; ДонГУ. – Донецк: ДонГУ, 1980. – 128 с.
32. Дементьев, А. Д. Прикладные задачи теории упругости [Текст] / А. Д. Дементьев, Л. А. Назаров, Л. А. Назарова. – Новосибирск, 2002. – 224 с.

Однією з основних причин виникнення відмов клапанів є поломка пластин, яка призводить до порушення їх герметичності. Часті зміни технологічних параметрів викликають вібраційні механічні коливання пластини в період закриття клапана і призводять до його поломки. Існуючі рівняння руху пластини прямооточних клапанів не дозволяють повністю оцінити їх працездатність в системі газліфтної експлуатації. В роботі зроблена спроба виведення рівняння руху пластин прямооточних клапанів

Ключові слова: поршневі компресори, прямооточні клапани, коливання пластини, герметичність, пружність, жорсткість, попутний нафтовий газ, газліфтна експлуатація

Одной из основных причин возникновения отказов клапанов является поломка пластин, которая приводит к нарушению их герметичности. Частые изменения технологических параметров вызывают вибрационные механические колебания пластини в период закрытия клапана и приводят к его поломке. Существующие уравнения движения пластини прямооточных клапанов не позволяют полностью оценить их работоспособность в системе газлифтной эксплуатации. В работе сделана попытка вывода уравнения движения пластин прямооточных клапанов

Ключевые слова: поршневые компрессоры, прямооточные клапаны, колебание пластини, герметичность, упругость, жесткость, попутный нефтяной газ, газлифтная эксплуатация

УДК 622.691

DOI: 10.15587/1729-4061.2015.48234

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПЛАСТИН ПРЯМОТОЧНЫХ КЛАПАНОВ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ, РАБОТАЮЩИХ В СИСТЕМЕ ГАЗЛИФТНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НЕФТЯНЫХ СКВАЖИН

Ибрагим Абульфас оглы Габибов

Доктор технических наук, профессор

НИИ «Геотехнологические

проблемы нефти, газа и химия»

пр. Азадлыг, 20, г. Баку, Азербайджан, AZ1010

E-mail: h.ibo@mail.ru

Натик Сабир оглы Сеидахмедов

Заместитель директора

Азербайджанский Государственный

Научно-Исследовательский Институт

по Охране Труда и Технике Безопасности

ул. Табриза, 108, г. Баку, Азербайджан, ФАЗ1000

E-mail: n.natiq.az@mail.ru

1. Введение

Как показывает многолетняя практика эксплуатации нефтегазопромысловых поршневых компрессоров в системе газлифтной эксплуатации нефтяных скважин, экономичность, безопасность, безотказность

и герметичность работы клапанов резко снижается вследствие динамических процессов, т. е. частое изменение технологических параметров и физико-химического свойства попутного нефтяного газа в общей системе «добычи, сбора, подготовки и транспортировки газа» [1, 2].

Условия частого изменения параметров, особенно давления газа, вызывающие вибрационные механические колебания пластины в период его закрытия, сопровождаются нарушением герметичности или поломкой пластины, являющихся основной причиной возникновения отказов клапанов.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Несмотря на большой опыт применения поршневых компрессоров в различных отраслях промышленности [3–5], научно-практические работы по их созданию и усовершенствованию, в том числе самодействующих клапанов, можно считать далеко незавершенными. Исследования в области повышения герметичности самодействующих клапанов продолжают по сей день [6–11].

Особо можно отметить работы [8–11]. В частности, работа [8] направлена на совершенствование рабочих процессов поршневых машин и агрегатов, создание новых более экономичных конструкций, обладающих улучшенными эксплуатационными качествами, низкими удельными показателями, такими как затраты мощности и удельная металлоемкость. Автором данной работы проведено исследование поршневых газовых (пневматических) двигателей и пневмодвигательно-компрессорных агрегатов с самодействующими клапанами, а также предложены и апробированы методы расчета поршневых машин (газовых двигателей, детандеров и компрессоров) с учетом нестационарных (неустановившихся) режимов их работы.

Измерительный комплекс для сплошного контроля клапанной ленты, позволяющий забраковать ее на участки с одинаковой усталостной прочностью, разработан автором [9]. Контроль ленты из сталей X15N9Ю и У8А, поставляемой различными заводами, показал, что лишь небольшая ее часть (от 27 до 47 %) пригодна для изготовления клапанных пластин, большая же часть весьма дорогой ленты оказалась для этой цели непригодна. Для решения вопросов, касающихся повышения усталостной прочности тонких клапанных пластин, в [9] предложен метод поверхностного упрочнения. Его суть состоит в низкотемпературной нитроцементации в пастообразном карбюризаторе. Было установлено, в частности, что нитроцементация неоднозначно влияет на усталостную прочность клапанных пластин. Наивысший предел выносливости для пластин из стали X15N9Ю, также как и для пластин из стали У8А, можно получить после нитроцементации при 550 °С в течение 3-х часов. При этом на поверхности пластин образуются тонкие диффузионные слои (0,02, 0,04 мм) высокой твердостью и остаточными сжимающими напряжениями.

В результате производственных испытаний прямооточных клапанов (ПИК220-0,6) с нитроцементованными пластинами из стали X15N9Ю установлено, что их долговечность более чем в два раза превосходит долговечность клапанов с неупрочненными пластинами [9].

Обоснование и выбор параметров прямооточных клапанов рудничных поршневых компрессоров выполнено в работе [10]. В частности, получено аналитическое выражение, связывающее величину угла разреза с другими геометрическими параметрами и

материалом запорного органа (разрезного пружинного кольца) клапана и выведены уравнения, описывающие взаимосвязь напряжений, возникающих в запорном органе клапана при установке в клапан с его конструктивно-технологическими параметрами. На основании этого установлены граничные значения геометрических параметров запорного органа клапана при его заданных конструктивных параметрах и режимах эксплуатации компрессора и разработаны методики исследования и расчета распределения радиального давления (натяга) запорного органа на стенки паза седла клапана поршневого компрессора.

Наконец, в работе [11] выполнено обоснование конструктивно-технологических параметров запорных органов поршневых компрессоров. В частности, выведено уравнение, связывающее напряжения изгиба, возникающие в запорном органе (ленте) при сборке и работе клапана, с геометрическими параметрами ленты, конструктивно-технологическими параметрами клапана и материалом ленты. Результатом этого стало обоснование значений граничных толщин запорного органа клапана и возможность формулировки условий по выбору его рабочей толщины и материала. Полезным также следует отметить результаты исследований, касающихся распределения натяга по периметру паза седла клапана, с учетом радиуса кривизны ленты и диаметра паза для различных материалов и конструктивных параметров [11]. Вместе с тем, следует отметить, что в перечисленных работах отсутствует ряд важных результатов. В частности, в этих работах влияние рабочей среды (попутного нефтяного газа, депрессионный режим скважины и др.) не учтены. Поэтому существующие уравнения движения пластины прямооточных клапанов не позволяют полностью оценить их работоспособность в нефтепромысловых поршневых компрессорах в системе, где низконапорный попутный нефтяной газ дожимается от 0,38...4,1 МПа до 4,5...7,5 МПа.

3. Цель и задачи исследования

Целью данной работы является попытка вывода уравнения движения пластин прямооточных клапанов нефтепромысловых поршневых компрессоров, работающих в системе газлифтной эксплуатации нефтяных скважин.

Для достижения цели были поставлены следующие задачи:

- изучение основных причин отказов клапанов поршневых компрессоров;
- разработка алгоритма расчета динамики движения пластин прямооточного клапана в ГМК с часто изменяющимися давлениями попутного нефтяного газа с учетом силы давления потока газа, скорости газа, силы упругости пластины и ее массы.

4. Вывод уравнения движения пластин прямооточных клапанов нефтепромысловых поршневых компрессоров

В клапане, открытом частично, пластина находится под влиянием двух противоположных сил: пружины (для кольцевого или дискового клапана) или

упругости пластины (для прямого клапана) закрывающей клапан, и силы давления потока газа P_1 , стремящейся его открыть. В условиях статического равновесия обе эти силы равны.

В клапане, открытом полностью, силе давления потока газа противодействует сила упругости пластины и реакция противодействия ограничителя подъема, к которому прижата пластина. Для вывода уравнения движения пластины представим элемент прямого клапана в виде пластин 1, ограничителя подъема 2, окна на входе 3, окна на выходе 4 газа и седла 5 (рис. 1).

На основании закона Ньютона дифференциальное уравнение движения пластины имеет вид

$$m_{пр} h'' = P_1 - P_2, \tag{1}$$

где $m_{пр}$ – приведенная масса к концу подвижной части пластины; $h'' = \frac{d^2 h}{dt^2}$ – ускорение движения подвижной части конца пластины; P_1 – сила давления потока газа; P_2 – сила упругости пластины.

Силу давления потока газа на пластину клапана можно определить по формуле

$$P_1 = C_w f_{пл} \frac{\rho}{2} C_{пр}^2, \tag{2}$$

где $f_{пл}$ – площадь пластины; C_w – коэффициент давления потока газа на пластину, который зависит от высоты подъема пластины и ее формы; ρ – плотность газа, протекающего через клапан; $C_{пр}$ – скорость газа в проходном сечении седла.

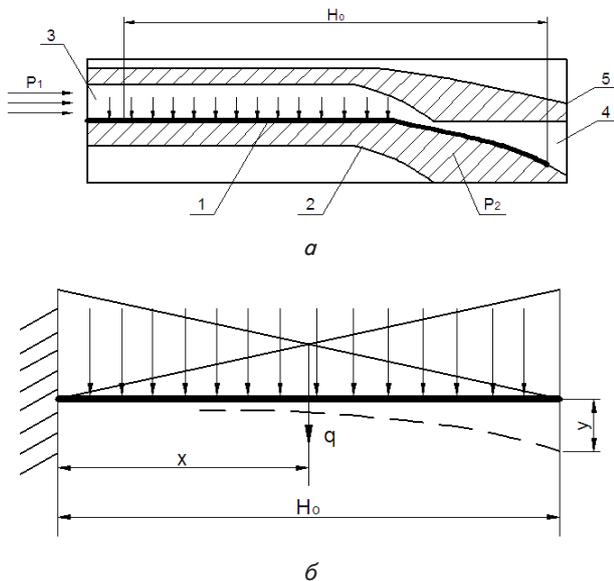


Рис.1. Пластина клапана (консольной балки): а – элементы; б – расчетная схема

Скорость газа при протекании через седло находится в зависимости от перемещения поршня (без учета конечной длины шатуна). Открытие клапана происходит постепенно по мере воздействия давления потока газа на поверхность пластины, которое учитывается коэффициентом давления потока газа. Поток газа преодолевает гидравлическое сопротивление клапана, которое может быть учтено коэффициентом

сопротивления (α), однако практически удобнее воспользоваться коэффициентом расхода клапана ($\alpha_{кл}$), который равен

$$\alpha_{кл} = \frac{1}{\sqrt{z}}.$$

С учетом $\alpha_{кл}$ скорость газа в проходном сечении седла определяется по формуле

$$C_{пр} = \frac{F_n R \omega \beta}{z \alpha_{кл} f_{пр}} \sin \omega t, \tag{3}$$

где β – коэффициент, учитывающий расширение газа при истечении через клапаны; F_n – площадь поршня; R – радиус кривошипа; ω – угловая скорость; z – число клапанов в рассматриваемой полости компрессора; $f_{пр}$ – площадь прохода в седле; $\alpha_{кл}$ – коэффициент расхода клапана, отнесенный к площади прохода в щели седла; n – число двойных ходов поршня в компрессорном цилиндре двойного действия и его значение принимается из технического паспорта ГМК, выданного заводом-изготовителем.

Подставляя значение $C_{пр}$ в формулу (2), получим

$$P_1 = C_w f_{пл} \frac{\rho F_n^2 \omega^2 R^2 \beta^2 n^2}{z^2 \alpha_{кл}^2 f_{пр}^2} \sin^2 \omega t. \tag{4}$$

Найдем силу упругости P_2 изогнутой пластины. Приближенно изогнутую пластину можно рассматривать как изогнутую консольную балку с повышенной цилиндрической жесткостью. В этом случае прогиб конца пластины можно найти из выражения [12]:

$$h = \frac{1}{6} \frac{P_{пр} H_0^2}{D}, \tag{5}$$

где h – прогиб в конце пластины; $P_{пр}$ – сила, приведенная к концу пластины; H_0 – длина пластины; D – цилиндрическая жесткость пластины.

Далее необходимо определить массу пластины, приведенную к ее концу. Полагая, что силы инерции, возникающие при движении пластины, одинаковы как при сосредоточенной на конце пластины массе, так и в случае распределенной массы, получим

$$m_{пр} h'' = \int_0^{H_0} y'' dm, \tag{6}$$

где $m_{пр}$ – масса пластины, приведенная к ее концу; dm – элементарная масса; $y'' = \frac{d^2 y}{dt^2}$ – ускорение точки пластины с текущими координатами.

В случае изгиба консольной балки под действием равномерно распределенной нагрузки (рис. 1, б) прогиб в любой точке балки будет [13]

$$y = \frac{h}{6H_0^4} (3H_0^3 x + 4H_0 x^3 - x^4), \tag{7}$$

где x – текущая абсцисса точки.

Зная все величины, входящие в дифференциальное уравнение (1), запишем его в развернутом виде:

$$h'' + \frac{B}{0,38m} h = \frac{A}{0,38m} \sin^2 \omega t, \tag{8}$$

где А и В – постоянные коэффициенты,

$$A = C_w f_{пл} \frac{\rho}{2} \cdot \frac{F_n^2 R^2 \omega^2 \beta^2 n^2}{z^2 \alpha_{кл-пр}^2 f^2}; \quad B = 6 \frac{D}{H_0^3}.$$

Для решения дифференциального уравнения величина C_w принимается постоянной. Ее определяют в промышленных условиях путем статической продувки клапана. Общее решение уравнения (8) запишется в виде:

$$h = C_1 \cos \nu t + C_2 \sin \nu t + \frac{A \cos 2\omega(t + t_p)}{0,76(4\omega^2 - \nu^2)}, \quad (9)$$

где $\nu = \sqrt{\frac{B}{0,38m}}$; C_1 и C_2 – постоянные интегрирования, которые находятся из начальных условий, указанных ниже.

Если отсчет времени вести от момента $t=0$ при $h=0$ и $\nu = \frac{dh}{dt} = 0$, то из уравнения (9) можно определить C_1 и C_2 :

$$C_1 = -\frac{A \cos 2\omega t_p}{0,76m(4\omega^2 - \nu^2)}, \quad C_2 = -\frac{A \omega \sin 2\omega t_p}{0,38m(4\omega^2 - \nu^2)} \nu.$$

Всасывающий клапан начинает открываться в конце процесса расширения в момент времени $t=t_p$ (рис. 2).

Подставив значения C_1 и C_2 в уравнение (9), получим:

$$h = \frac{A \omega \sin 2\omega t_p}{0,38m(4\omega^2 - \nu^2)} \sin \nu t - \frac{A \cos 2\omega t_p}{0,76m(4\omega^2 - \nu^2)} \cos \nu t + \frac{A \cos 2\omega(t + t_p)}{0,76m(4\omega^2 - \nu^2)}. \quad (10)$$

5. Результаты исследования по оценке работоспособности прямооточных клапанов

Полученное уравнение (10) движения конца пластины самодействующего прямооточного клапана позволяет произвести расчет основных параметров клапана и диаграмму движения, характеризующих его работу.

Зная закон движения конца пластины клапана на всех интервалах, можно построить непрерывные кривые открытия и закрытия клапана, которые дают представление о его работе.

На рис. 3 приведены экспериментальная и теоретическая кривые движения пластины толщиной $\delta=0,4$ мм, имеющей максимальную высоту подъема $h_{max} = 2,6$ мм всасывающего клапана с площадью прохода в седле $F_c = 35,1$ см² и в щели – $F_{щ} = 30,3$ см².

При изучении движения пластин клапана динамические процессы рассматривались в одной полной фазе их работы в различных степенях повышения давления ϵ .

Клапан был установлен на компрессорном цилиндре I ступени газомоторного поршневого компрессора (ГМК), который работал в системе газлифта и имел производительность 220÷235 тыс. м³/сут., при давлении нагнетания 3,7÷4,1 МПа.

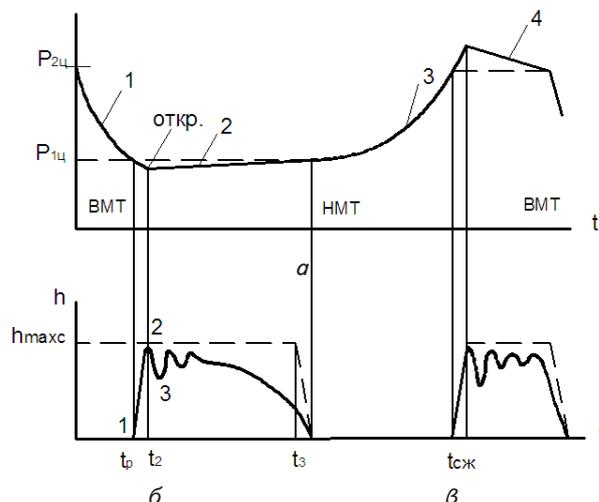


Рис. 2. Диаграмма: а – рабочего процесса компрессорного цилиндра; б – диаграмма движения пластин всасывающего клапана; в – диаграмма движения пластин нагнетательного клапана: 1 – расширения; 2 – всасывания, 3 – сжатия; 4 – нагнетания

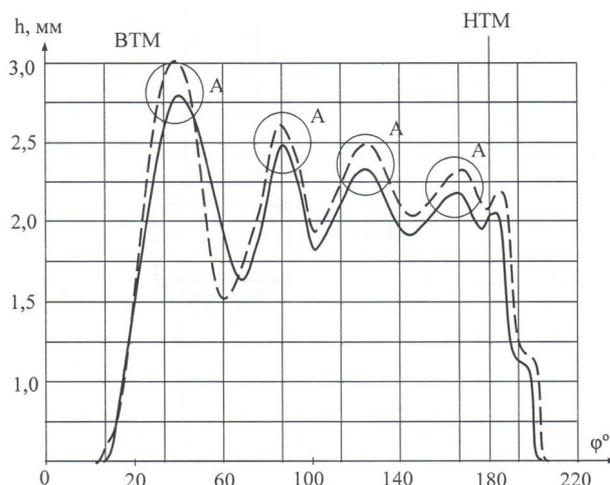


Рис. 3. Диаграммы движения пластины всасывающего прямооточного клапана компрессорного цилиндра I ступени, ГМК

6. Выводы

Таким образом, на основе результатов проведенных исследований можно сделать следующие основные выводы:

- высокое схождение результатов теоретических зависимостей с экспериментальными данными подтверждает правильность выведенного уравнения движения пластины прямооточного клапана, представляющего собой взаимосвязь между технологическими параметрами попутного нефтяного газа с конструктивными и механическими показателями запорного узла;

- колебания пластин клапана отражаются на давлении в цилиндре и во всасывающих и нагнетательных патрубках компрессора в виде высокочастотных колебаний,

наложенных на основное изменение давления в полостях и патрубках компрессорного цилиндра 1-ой ступени;

– показано, что диаграммы движения пластин клапанов свидетельствуют о первоначальном упругом ударе пластины об ограничитель подъема, при котором пластина меняет знак скорости и происходит колебание верхней кромки пластины;

– обработка диаграммы движения показала, что величина скорости пластины при ударе об ограничитель подъема увеличивается с повышением степени сжатия ϵ и достигает 2 м/с, а при посадке на седло – 0,5 м/с;

– скорость пластины при ее колебании в фазе полного открытия клапана не превышает 0,3 м/с.

Литература

1. Асадов, О. С. Новый научный подход к определению реальной производительности поршневых компрессоров в системах газлифта и транспорта газа [Текст] / О. С. Асадов, В. И. Алиев, В. В. Макаров. – М.: Изд-ство «Спутник+», 2011. – 243 с.
2. Алиев, В. И. Научные основы повышения эффективности работы газомотокомпрессоров в системах газлифта и транспорта газа морских месторождений Азербайджана [Текст]: дис. ...докт. техн. наук / В. И. Алиев. – Баку, 2007. – 317 с.
3. Доллежалъ, Н. А. Расчет основных параметров самодействующего клапана поршневого компрессора [Текст]: дис. ... докт. техн. наук / Н. А. Доллежалъ. – М., 1962. – 242 с.
4. Френкель, М. И. Поршневые компрессоры [Текст] / М. И. Френкель. – М.-Л. Машгиз, 1969. – 743 с.
5. Борохович, А. И. Уравнение движения пластины прямооточного клапана поршневого компрессора [Текст] / А. И. Борохович, М. Г. Колбасов // Известия ВУЗов серия «Горный журнал». – 1967. – № 7. – С. 130–134.
6. Додин, Ю. С. Клапаны поршневых компрессоров [Текст] / Ю. С. Додин, В. И. Клочков, А. И. Лукьяница. – Новомосковск, 2009. – 140 с.
7. Прилуцкий, А. И. Впускные клапаны поршневых детандеров с дисковыми неметаллическими пластинами [Текст] / А. И. Прилуцкий // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – 2006. – № 4. – С. 36–39.
8. Загородников, А. П. Разработка и совершенствование методов расчёта рабочих процессов поршневых расширительных машин и агрегатов с самодействующими клапанами [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. П. Загородников. – Омск, 2011. – 18 с.
9. Шкурков, А. Ю. Исследование усталостных свойств сталей для прямооточных клапанов поршневых компрессоров [Текст]: автореф. дис. ... канд. техн. наук / А. Ю. Шкурков. – Курск, 2006.
10. Глинникова, Т. П. Обоснование и выбор параметров прямооточных клапанов рудничных поршневых компрессоров [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук / Т. П. Глинникова. – Екатеринбург, 2013.
11. Волегов, С. А. Обоснование конструктивно-технологических параметров запорных органов поршневых компрессоров [Текст]: автореф. дисс. ... канд. техн. наук / С. А. Волегов. – Екатеринбург, 2008.
12. Тимошенко, С. П. Сопротивление материалов. Т. 1 [Текст] / С. П. Тимошенко. – М.: Наука, 1965. – 365 с.
13. Филоненко-Бородич, М. Ф. Теория упругости [Текст] / М. Ф. Филоненко-Бородич. – М., 2012. – 365 с.