



Научно-технический  
и информационный журнал

Журнал зарегистрирован  
в Минпечати РФ  
Reg. свид. ПИ №7-11904

**Учредители**

Ассоциация компрессорщиков  
и пневматиков  
ООО «Издательство «КХТ»

**Издатель**

ООО «ИИЦ «КХТ»

**Главный редактор**

**Галеркин Ю.Б., д.т.н., проф.**  
Yu.B. Galerkin, doctor of Engineering  
Science  
yuri\_galerkin@mail.ru

**Зам. главного редактора**  
**Морозова Э.И.**

E.I. Morozova  
morozova@chemtech.ru

**Научный редактор**  
Крузе А.С.

**Редакционная коллегия**

**Амин Хаджу, д.т.н.**

Amin Haghjoo (Germany),  
PhD Technology Leader

**Бухолдин Ю.С., канд. техн. наук**

Bukholdin Yu.S. (Ukraine), cand. of Eng. Sc.

**Демиков К.Е., д.т.н., проф.**

Demikhov K.E., d-r of Eng. Sc., prof.

**Захаренко В.П., д.т.н., проф.**

Zakharenko V.P., d-r of Eng. Sc., prof.

**Игнатьев Д.К., к.т.н.**

D.K. Ignatiev (USA), PhD(Eng)

**Кузнецов Л.Г., д.т.н., проф.**

Kuznetsov L.G., d-r of Eng. Sc., prof.

**Кулагин В.А., д.т.н., проф.**

Kulagin V.A., d-r of Eng. Sc., prof.

**Парафейник В.П., д.т.н., проф.**

Parafeinik V.P. (Ukraine), d-r of Eng. Sc., prof.

**Сальников С.Ю., канд. техн. наук**

Salnikov S.Yu., cand. of Eng. Sc.

**Сухомлинов И.Я., д.т.н., проф.**

Sukhomlinov I.Ya., d-r of Eng. Sc., prof.

**Хисамеев И.Г., д.т.н., проф.**

Khisameev I.G., d-r of Eng. Sc., prof.

**Цыганков А.В., д.т.н., проф.**

Tsigankov A.V., d-r of Eng. Sc., prof.

**Шайхутдинов А.З., канд. техн. наук**

Shaikhutdinov A.Z., cand. of Eng. Sc.

**Ян Крысинский, д.т.н., проф.**

Ian Krysiniski (Poland), D.Sc., PhD, D.h.c.

mult

**Ян Кеннет Смит, д.т.н., проф.**

Ian Kenneth Smith (UK), B.Sc(Eng), DIC, PhD

**Дизайн и компьютерная верстка**

Япин О.Ю.

**Адрес редакции**

107258, Москва,  
ул. 1-я Бухвостова, 12/11,  
ИИЦ «КХТ»  
Для почты: 107061, Москва, п/о 061, а/я 547,  
ИИЦ «КХТ»  
Тел./факс: (495) 223-66-35  
E-mail: info@chemtech.ru  
www.compressortech.ru

**Журнал входит в перечень ВАК РФ**

Юридическую ответственность

за достоверность рекламы

несут рекламодатели.

Полная или частичная перепечатка

материалов допускается только

с письменного разрешения редакции.

© «Компрессорная техника и пневматика», 1991

Сдано в набор 20.07.2016.

Подписано в печать 01.11.2016.

Формат 60×90/8. Печать офсетная.

Усл.-печ.л. 5,0. Зак. 1395

Отпечатано в ООО «АМА-пресс»,  
111116, Москва., Зельев пер., 3

# Компрессорная техника и Пневматика

Compressors & Pneumatics

7/ноябрь

2016

## СОДЕРЖАНИЕ

### Энергоэффективность

**Пейер П., Пестов Д., Москаленко Д.**

Оптимизация производительности компрессора природного газа

P. Peyer, D. Pestov, D. Moskalenko.

Taking Steps To Improve Natural Gas Compressor Output . . . . . 2

**Фейстель Н.** Гетерогенные уплотнительные системы REDURA®  
от Burckhardt Compression

N. Feistel. Heterogeneously Designed Sealing Systems based on

REDURA® Principle by Burckhardt Compression . . . . . 6

**Крюков О.В.** Современные конструкции приводных машин  
для газоперекачивающих агрегатов

O.V. Kryukov. Modern Designs of Driving Motors for Gas-Compressor Units . . . . . 11

### Расчет и конструирование

**Евгеньев С.С., Футин В.А.** Влияние ширины полуоткрытого рабочего колеса  
центробежного компрессора на его эффективность

S.S. Evgenev, V.A. Futin. The Influence of the Width of the Semi-Open

Impeller Centrifugal Compressor on its Efficiency . . . . . 16

**Солдатова К.В.** Верификация новой версии модели потерь напора

Метода универсального моделирования по результатам

заводских испытаний центробежных компрессоров

K.V. Soldatova New Loss Model of Universal Modeling Method Verification

by Plant Test of Centrifugal Compressors. . . . . 19

**Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н.**

Исследование влияния зон износа самодействующих кольцевых клапанов

на энергетические и расходные характеристики поршневых компрессоров

A.F. Sarmanayeva, T.N. Mustafin, G.N. Chekushkin. Study of the Influence of Wear Areas

of Automatic Ring Valves on Ppower and Flow Characteristics of Piston Compressors . . . . . 25

**Любимов А.Н.** Обобщенная газодинамическая характеристика

политропного КПД геометрически неподобных рабочих колес

стационарного центробежного компрессора

A.N. Liubimov. Generalized Polytropic Efficiency Gas-dynamic Characteristic

of the Geometrically Dissimilar Stationary Centrifugal Compressor Impellers . . . . . 28

**Галеркин Ю.Б., Рекстин А.Ф., Солдатова К.В., Дроздов А.А.**

Анализ геометрических и газодинамических параметров центробежных

компрессорных ступеней в десятикратном диапазоне расчетного

коэффициента расхода

Y.B. Galerkin, A.F. Rekstin, K.V. Soldatova, A.A. Drozdov.

Analysis of Geometric and Gas-dynamic Parameters

of Centrifugal Compressor Stages in Tenfold Range of Design Flow Rate . . . . . 32

### Информация

Международная выставка PCVExpо

«Насосы. Компрессоры. Арматура. Приводы и двигатели» . . . . . 43

**КТП-новости** . . . . . 47

# Исследование влияния зон износа самодействующих кольцевых клапанов на энергетические и расходные характеристики поршневых компрессоров

А.Ф. Сарманаева (АО «НИИтурбокомпрессор им. В.Б. Шнеппа», Группа ГМС),

Т.Н. Мустафин, Г.Н. Чекушкин

(ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»)

В процессе эксплуатации рабочие элементы самодействующих кольцевых клапанов подвергаются износу. Наличие зон износа рабочих поверхностей и неоднородность их развития, что в большей степени проявляется в изменении толщины наружных уплотнительных поверхностей пластин и седла, приводит к образованию кольцевых щелей. По этой причине работа всасывающих и нагнетательных клапанов может с течением времени сопровождаться несвоевременностью открытия и закрытия. То есть открытие клапана предшествует деформация пластин на величину разницы зон износа наружных и внутренних уплотнительных поверхностей. Закрытие, также сопровождается деформацией пластин, приводящей к обратным потокам газа. В статье выполнены теоретические исследования влияния зон износа рабочих элементов клапанов и их величины на энергетические и расходные характеристики компрессора.

**Ключевые слова:** самодействующий кольцевой клапан, своевременность открытия и закрытия, энергетические и расходные характеристики компрессора.

**Study of the Influence of Wear Areas of Automatic Ring Valves on Power and Flow Characteristics of Piston Compressors**  
**A. F. Sarmanayeva (JSC NIITurbokompressor n.a. V. B. Shnepp, HMS Group), T. N. Mustafin, G. N. Chekushkin (FGBOU WO Kazan National Research Technological University)**

While in operation, working elements of automatic ring valves are exposed to wear. Existence of wear areas on the working surfaces of the valve and irregularity in their development results in formation of annular slots. This to a large extent manifest itself in the change of thickness of external sealing surfaces of the valve plates and seats. For this reason operation of the suction and discharge valves can be followed by delay in opening and closing. That is opening of the valve is preceded by displacement of the valve plates for the magnitude of difference in sizes of wear areas between the external and internal sealing surfaces. Closing is also followed by deformation of valve plates leading to the reverse flow of the gas. In the article the analysis has been performed of the influence of wear areas of the working elements of valves and of their size on compressor power and flow characteristics.

**Keywords:** automatic ring valve, timeliness of opening and closing, power and flow characteristics of compressor.

Одним из важных аспектов работы клапанов является своевременность открытия и закрытия [1-3]. В качестве одного из факторов, оказывающих наибольшее влияние на работу клапана, в данной статье выделено образование зон износа рабочих элементов. В этом случае прочная часть клапана приобретает форму, представленную на рис. 1, а, где  $\delta$  – величина износа рабочих элементов. При закрытии клапана после посадки пластины на седло происходит ее деформация на величину  $\delta$  (рис. 1, б). Аналогичную фазу деформации пластины имеет процесс открытия клапана. Далее по тексту они обозначены как «предварительное открытие» и «позднее закрытие» клапанов.

Выводу уравнения динамики деформации пластины клапана на величину износа  $\delta$  и проверке адекватности отражения результата расчета посвящена работа [3]. В конечном виде получено следующее уравнение:

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 h}{dt^2} = \rho(p_2 - p_1) f_c + \frac{h f_c E h_{\text{пл}}^3}{k_1 R^4} - C(h + h_0) - tZ - G, \quad (1)$$

где  $m_{\text{пл}}$  – приведенная масса пластины и пружин клапана;  $p_1, p_2$  – давление в полости, в которую и из которой происходит истечение;  $f_c$  – площадь проходного сечения седла клапана;  $\rho$  – коэффициент давления потока;  $h$  – текущая высота подъема пластины;  $E$  – модуль упру-

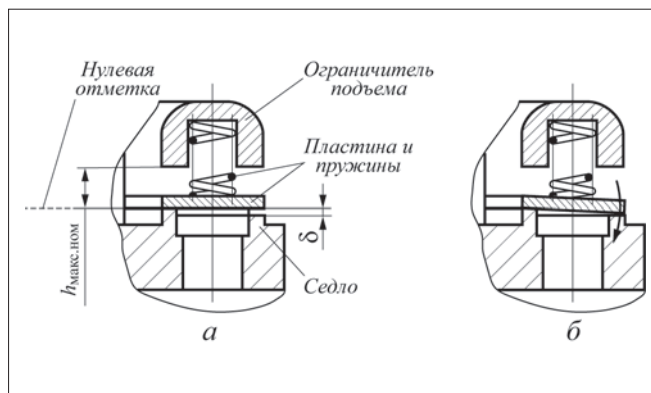


Рис. 1. Фазы закрытия клапана при наличии зоны  $\delta$  характерного износа рабочих элементов:  
 а – положение пластины после перемещения от ограничителя подъема до седла;  
 б – полное закрытие клапана

ги материала пластины;  $h_{\text{пл}}$  – толщина пластины;  $k_1$  – коэффициент, характеризующий геометрию пластины и схему приложенных сил [4, 5];  $R$  – наружный радиус пластины;  $C$  – жесткость пружины;  $h_0$  – предварительный натяг пружин;  $Z$  – мгновенная скорость движения пластины;  $G$  – проекция силы тяжести пластины.

Перемещение пластины между седлом и ограничителем подъема описывает уравнение (2) [1, 2]:

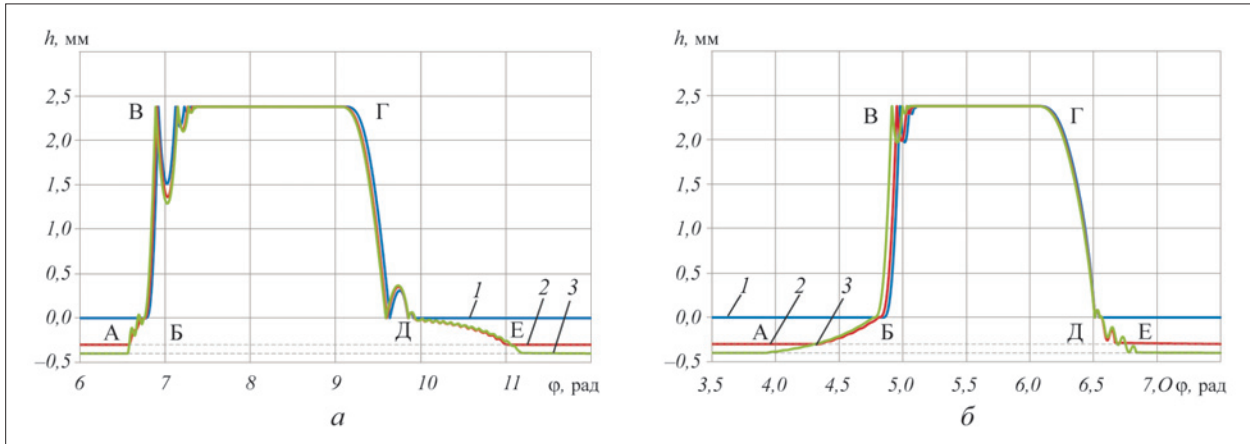


Рис. 2. Зависимость хода пластины  $h$  всасывающего (а) и нагнетательного (б) клапана от угла поворота коленчатого вала  $\varphi$  при  $n = 460$  об/мин и различной величине износа: 1 – без износа; 2 –  $\delta = 0,3$  мм; 3 –  $\delta = 0,4$  мм

$$m_{\text{пл}} \frac{d^2 h}{dt^2} = \rho f_c (p_2 - p_1) - C(h + h_0) - tZ - G, \quad (2)$$

где  $t = 2\xi\sqrt{Cm_{\text{пл}}}$  – коэффициент демпфирования пластины;  $\xi$  – коэффициент, определяемый для клапанов экспериментально.

В уравнении (1) в отличие от выражения (2) второе слагаемое дополнительно учитывает возникающую при деформации пластины силу упругости. Согласно полученным в источнике [3] результатам, для поставленной задачи в уравнении (1) допустимо пренебрегать коэффициентом давления потока  $\rho$  и третьим слагаемым – силой пружин.

Решение представленных уравнений совместно с известными дифференциальными уравнениями изменения давления и температуры в рабочих процессах машин объемного принципа действия [1, 6, 7] позволяет оценить влияние зон износа рабочих элементов клапанов на энергетические и расходные характеристики ступени.

На первом этапе посредством моделирования выявлено, что величина износа клапанов существенно сказывается на продолжительности участков «предварительного открытия» (А–Б) и «позднего закрытия» (Д–Е) (рис. 2). Как показывают предшествующие исследования, суммарная величина износа сопрягаемых деталей клапанов может в среднем достигать 0,3 мм [3], в представленных исследованиях значение  $\delta = 0,4$  мм является завышенным. В реальных случаях такая величина износа не должна достигаться, поскольку это значительно сказывается на прочностных характеристиках пластин, что требует дополнительного практического исследования. Все приведенные диаграммы и характеристики получены для компрессора с цилиндром диаметром  $D = 0,2$  м, радиусом кривошипа  $R_{cr} = 0,075$  м, дли-

ной шатуна  $L_{sh} = 0,375$  м. Расчетный режим: частота вращения  $n = 460$  об/мин, начальное давление  $p_{\text{н}} = 250$  кПа.

Важной особенностью, отличающей работу всасывающего от нагнетательного клапанов, является то, что для всасывающего клапана величина износа наиболее сказывается на участке «позднего закрытия» Д–Е (см. рис. 2, а), а для нагнетательного – для участка «предварительного открытия» А–Б (рис. 2, б), что можно объяснить перепадом давления и скоростью его изменения, пропорциональной скорости изменения объема рабочей полости.

Большое влияние на рассматриваемые зависимости хода клапанов оказывают и другие характеристики, основными из которых являются жесткость пружин, упругость материала пластин и параметры, определяющие взаимодействие рабочих элементов между собой и с окружающей средой. К ним относятся коэффициент демпфирования  $\tau$ , коэффициент давления потока  $\rho$ , коэффициент восстановления скорости  $K_v$ , используемый при определении мгновенной скорости движения пластин  $Z$ . В отношении первых анализ имеется в ряде литературных источников, в частности, для кольцевых самодействующих клапанов – в работах [1–3]. С учетом результатов этих работ уточнения требует только влияние жесткости пружин и упругости материала пластин, которые в основном сказываются на участках предварительного открытия и позднего закрытия клапанов. Несмотря на то, что их значения были приняты одинаковыми для обоих клапанов, диаграммы хода имеют существенные различия. На участках «предварительного открытия» и «позднего закрытия» клапанов зависимости хода пластин могут иметь различную форму кривых. Это связано с тем, что при одной и той же жесткости пружин и упругости материала пластин на них действует различный перепад давлений. Это может привести к колебательно-

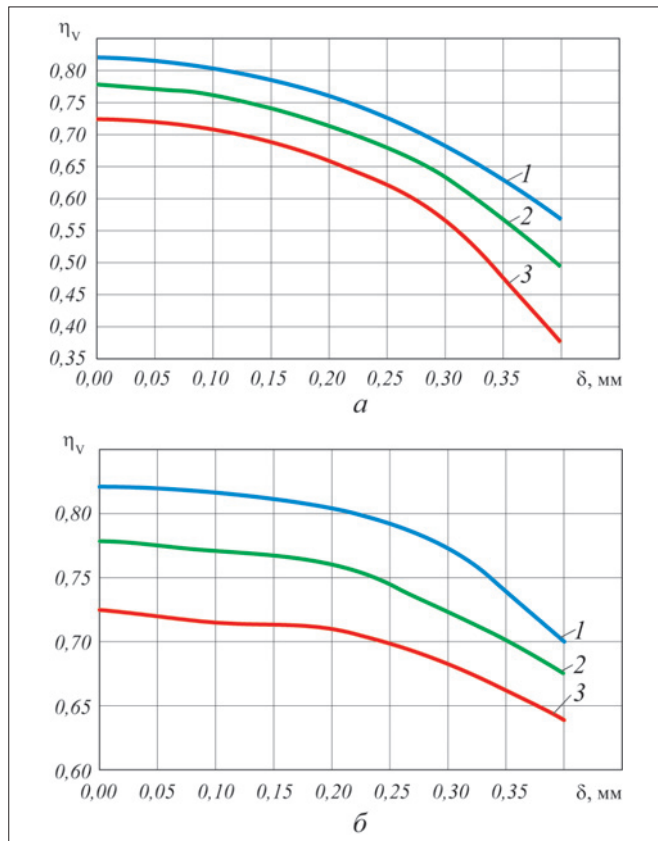


Рис. 3. Зависимость коэффициента подачи  $\eta_v$  от износа  $\delta$  всасывающего (а) и нагнетательного (б) клапана: 1 –  $\Pi = 2,7$ ; 2 –  $\Pi = 3,5$ ; 3 –  $\Pi = 4,5$

му движению пластины как на участке Д–Е (см. рис. 2, а) или к ее плавному перемещению, в частности, как на участке А–Б (см. рис. 2, б). Движение пластин клапанов на участках Б–В, В–Г и Г–Д диаграмм хода обоих клапанов определяется коэффициентом восстановления скорости  $K_v$ , коэффициентом демпфирования  $\tau$  и коэффициентом давления потока  $\rho$  и отличается в большей степени углом поворота коленчатого вала, исходная точка которого задается положением пластин в конце участков «предварительного открытия» клапанов.

Анализ влияния износа клапанов на показатели компрессора представлен на рис. 3. С ростом износа коэффициент подачи резко уменьшается на всех степенях относительного повышения давления  $\Pi$  в компрессоре, что обусловлено повышением негерметичности клапанов и значительным увеличением продолжительности участков их «предварительного открытия» и «позднего закрытия».

Похожие результаты получены также по индикаторному КПД. Вместе с тем влияние износа всасывающего клапана значительно больше, чем нагнетательного (рис. 4).

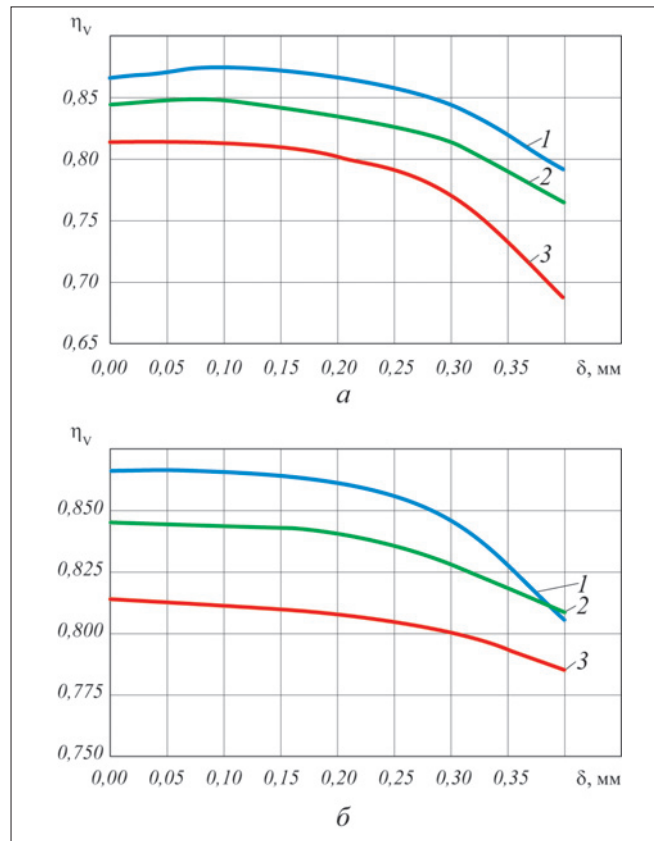


Рис. 4. Зависимость индикаторного КПД  $\eta_{инд}$  от износа  $\delta$  всасывающего (а) и нагнетательного (б) клапана: 1 –  $\Pi = 2,7$ ; 2 –  $\Pi = 3,5$ ; 3 –  $\Pi = 4,5$

Максимальные потери коэффициента подачи в исследуемом диапазоне износа всасывающего клапана достигают 50%, а индикаторного КПД – составляют 15%. Такие результаты согласуются и объясняются полученными закономерностями изменения диаграмм хода клапанов в зависимости от режимных параметров (см. рис. 2).

#### Список литературы

1. Пластилин П.И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. М.: Колос, 2008. 455 с.
2. Чекушкин Г.Н. Исследование динамики и прочности пластин кольцевых самодействующих клапанов поршневых компрессоров. Дис. ... канд. техн. наук. Л.: ЛПИ им. М.И. Калинина, 1966. 236 с.
3. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н. Расчетно-экспериментальное исследование работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров//Компрессорная техника и пневматика. 2015. №4. С. 17–20.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин: справочник. М.: Машиностроение, 1979. 702 с.
5. Тимошенко С.П., Войновский-Кригер С. Пластинки и оболочки. М.: Наука, 1966. 636 с.
6. Мустафин Т.Н. Разработка и исследование героторного компрессора с полным внутренним сжатием. Дис. ... канд. техн. наук. Казань: КНИТУ, 2011. 170 с.
7. Сарманаева А.Ф., Мустафин Т.Н., Чекушкин Г.Н. Анализ методов расчета и работы самодействующих кольцевых клапанов поршневых компрессоров//Компрессорная техника и пневматика. 2014. №7. С. 26–29.