

УДК 621.512

О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления

А. В. ЗАХАРЕНКО, д-р техн. наук В. П. ЗАХАРЕНКО

ЗАО «БАРЕНС», 190020, Санкт-Петербург, наб. Обводного канала, 148

It is important to know how to calculate loads acting on piston rings to produce an efficient lubricant-free packing. We introduce the system of differential equations permitting to evaluate differential pressure on piston rings and loads according to different conditions of packing. We also introduce the unloading method which provides an equal distribution of differential pressure on a multiring packing. This solution extends limits of appliance of self-lubricated materials.

Keywords: nitric compressor, discharge pressure, the piston rings.

Ключевые слова: азотоводородный компрессор, давление нагнетания, поршневые кольца.

Создание компрессоров без смазки на высокое давление часто затруднено из-за быстрого износа и экструзии неметаллического самосмазывающегося материала поршневых колец. Это свидетельствует о наличии в уплотнении нагрузок, которые превышают допустимые для используемых материалов.

В целях определения реальных нагрузок, действующих на поршневые кольца в бессмазочном уплотнении высокого давления, в данной статье предпринята попытка рассчитать давление по кольцам и найти конструктивное решение для их уменьшения. Поршневое уплотнение рассматривается как щелевое с последовательно расположенными щелями по числу поршневых колец. На основе закона изменения массы, закона сохранения энергии для тела переменной массы и уравнения состояния компримируемой среды получаем систему дифференциальных уравнений [1]. Полученные уравнения позволяют рассчитать давление по кольцам в зависимости от кольцевых объемов V , площади проходных сечений колец f при переменном давлении в рабочей полости и переменном противодавлении под поршнем. Такое сочетание нагрузок на поршневое уплотнение часто встречается в компрессорах высокого давления с дифференциальным поршнем.

Для примера приведем результаты расчета поршневого уплотнения наиболее нагруженной 6-й ступени азотоводородного компрессора 2ШЛК-1420 с давлением нагнетания 32 МПа при площади проходных сечений колец $f = 0,52 \text{ мм}^2$ (рис. 1).

Ряд высокого давления (РВД) компрессора имеет дифференциальный поршень ступеней 4, 5, 6. Поршень 6-й ступени диаметром 145 мм содержит 14 поршневых колец. Площадь проходного сечения при расчете принята, согласно рабочему чертежу кольца, равной $0,52 \text{ мм}^2$ для всех колец. На 6-й ступени давление всасывания $P_{\text{вс.6}} = 14,9 \text{ МПа}$; давление нагнетания $P_{\text{н.6}} = 32,7 \text{ МПа}$. На 4-й ступени, расположенной за цилиндром 6-й ступени и создающей противодействие на поршне 6-й ступени, $P_{\text{вс.4}} = 2,7 \text{ МПа}$, а $P_{\text{н.4}} = 6,6 \text{ МПа}$.

Результаты, показанные на рис. 1, дают наглядную картину изменения перепада давления на каждом кольце за рабочий цикл в цилиндре 6-й ступени.

Из графиков видно, что максимальные контактные давления на определенных кольцах могут в три-четыре раза превышать допустимые пределы, от величины которых зависит возможность применения того или иного неметаллического материала. У большинства фторполимерных композиционных материалов допустимое удельное давление не превышает 2,0 МПа; лишь самосмазывающиеся материалы четвертого поколения группы ВАРС-500 выдерживают давление 4,0 МПа.

Согласно расчетам, проведенным с учетом переменного противодействия 4-й ступени, наиболее нагруженными являются три первых и три последних кольца. Значения мгновенных перепадов давлений

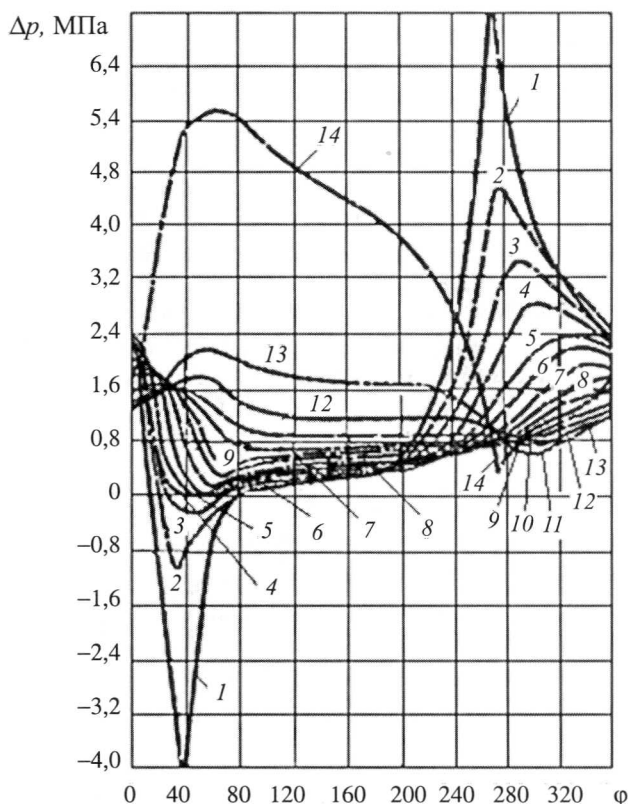


Рис. 1. Зависимость «мгновенных» перепадов давления газа Δp на кольцах 6-й ступени азотоводородного компрессора 2ШЛК-1420 от угла поворота вала φ : 1–14 — номера колец

достигают 7,2 МПа на первом и 5,7 МПа на последнем кольцах.

При определении удельной нагрузки, действующей на поршневое кольцо, помимо сил, прижимающих кольцо к цилиндру, учитывают противодействие на кольцо, создаваемое рабочей средой со стороны цилиндра (рис. 2). Это противодействие учитывается с помощью коэффициента β [2]. Отсюда удельная нагрузка на поверхности трения i -го кольца (назовем ее контактным давлением p_{ki} , определяемая перепадом давления газа на кольце от p_i до p_{i+1} ,

$$p_{ki} = \beta \frac{\Delta p_i}{2} = \beta \frac{p_i - p_{i+1}}{2}.$$

Для композиционного материала Ф4К20, из которого изготовлены кольца, коэффициент $\beta = 1,45 \dots 1,51$ [3] и, следовательно, мгновенные значения контактных давлений на первом и последнем кольцах соответственно равны 4,5 и 3,5 МПа, что выше предельно допустимых значений для этого материала. Отсюда следует, что основной причиной разрушения колец при высоком давлении 20,0 МПа и более следует считать неравномерное распределение давления газа по поршневому уплотнению.

В последние годы с учетом приведенных выше исследований предложен ряд конструктивных решений, направленных на снижение нагрузки на первые и последние элементы уплотнения.

Известно, что в манжетном уплотнении поршня «пиковая» нагрузка приходится на первую манжету и приводит к прихватуванию ее к цилиндру, а следовательно, к износу. Для снятия «пиковых» нагрузок на первый элемент уплотнения были использованы дроссельная (гладкая или с лабиринтами) втулка (рис. 3) и аккумулирующая емкость [4], расположенные перед манжетой.

В результате дросселирования газа в щели между втулкой и цилиндром, с последующим расширением в аккумулирующей емкости, давление газа перед манжетой снижается и его пульсация сглаживается.

Конструкция нашла применение в дожимающих компрессорах типа КП-УМ, выпускаемых Уральским компрессорным заводом. При давлении всасывания 5,8 МПа и давлении нагнетания 17,5 МПа ре-

курс работы без смазки составляет более 2000 ч. На такое манжетное уплотнение были получены патенты Великобритании и Франции [4].

В одной из конструкций разгрузка первых поршневых колец осуществляется путем перепуска давления газа из закольцевого пространства этих колец к менее нагруженным средним кольцам поршневого уплотнения. С этой целью в поршне устанавливается отрегулированный на определенную разность давлений перепускной клапан. На экспериментальном стенде (при диаметре поршня 30 мм) такое решение позволило, при общем перепаде давления на поршне в 14 МПа, снизить на первом кольце максимальный перепад давления с 6,2 до 3,2 МПа. Для разгрузки последних колец было предложено уплотнение [5], в котором за последним кольцом на поршне установлена манжета, при этом с помощью отверстия в теле поршня перед манжетой поддерживается определенное давление (либо путем установки перепускного клапана, либо путем соединения полости со ступенью низкого давления). Такое конструктивное решение дает возможность создать противодействие за поршневым уплотнением и снизить перепад давления на последнем кольце.

Установка разновысотных колец на поршне также используется для разгрузки первых и последних колец. В этом случае два–три первых и последних кольца [6] имеют высоту в два–три раза больше высоты остальных и, следовательно, в два–три раза больший закольцевой объем, в котором аккумулируется давление и снижается «пиковая» нагрузка на кольцо.

Проведенное совместно с ЛПИ исследование поршня с комбинированным уплотнением [7] показало, что установка перед поршневыми кольцами дроссельной втулки с лабиринтом позволяет при давлении нагнетания 5–20 МПа снизить максимальный перепад давления перед первым кольцом на 1–5 МПа.

Таким образом, на основании ряда конструктивных решений удастся уменьшить перепад давления на наиболее нагруженных первых или последних элементах уплотнения. Несмотря на положительный эффект, эти решения базируются в основном на интуиции и конструкторском опыте и не дают на стадии проектирования уверенности в достижении

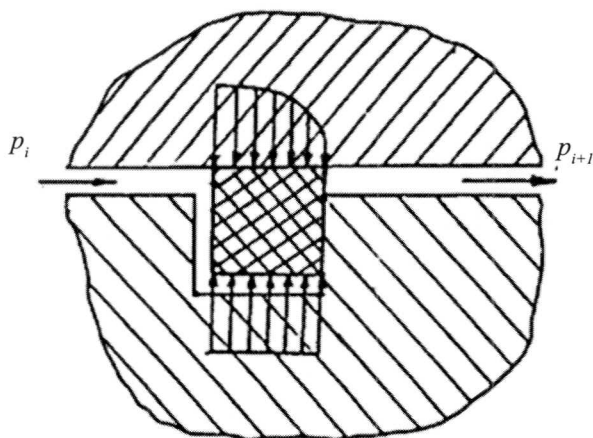


Рис. 2. Эпюра давления газа по высоте кольца

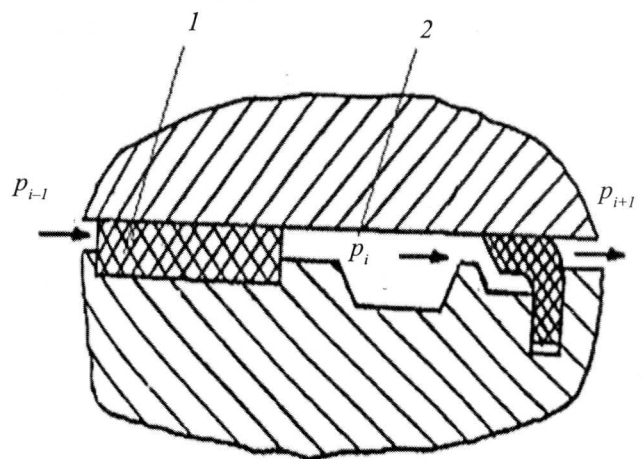


Рис. 3. Манжетное уплотнение поршня:
1 — дроссельная втулка; 2 — аккумулирующая емкость

гарантированного срока службы уплотнения. Из приведенного анализа следует, что выполнить разгрузку отдельных элементов уплотнения вполне реально, при этом наилучшие результаты следует ожидать в случае равномерного распределения давления по всему уплотнению, когда одновременно будут разгружены первые и последние кольца.

Помимо частоты вращения и числа колец, на распределение давления по поршневому уплотнению влияют также такие конструктивные факторы, как площадь проходного сечения кольца f и межкольцевой объем V . Например, в азотоводородном компрессоре при допустимом износе колец по радиальной толщине, равном 30 %, значение f увеличивается в 16 раз, а объем V — в 2,5 раза. Из этого следует, что f оказывает основное влияние на перераспределение давления по кольцам за время работы уплотнения. На рис. 4 показаны средние за цикл перепады давления по кольцам 6-й ступени компрессора 2ШЛК-1420 в зависимости от величины f . На графике кривая 3 соответствует новым кольцам ($f = 0,52 \text{ мм}^2$), перепады давления на которых по углу поворота показаны на рис. 1. С уменьшением f в 3,5 раза перепад на первом кольце увеличивается в два раза (кривая 1). При увеличении f на всех кольцах в 2,3 раза (кривая 4) перепад давления на первом кольце приближается по величине к перепадам давления на средних кольцах, а при увеличении f в шесть раз перепад давления на первом кольце оказывается меньше, чем у средних колец (кривая 5). Таким образом, увеличивая площадь проходного сечения f одновременно на всех кольцах, можно разгрузить первые кольца, при этом перепады давления на последних кольцах не уменьшаются, а наоборот, увеличиваются.

На рис. 5 показано, что путем увеличения f на нескольких первых кольцах (см. рис. 5, а) или на нескольких последних кольцах (см. рис. 5, б) 6-й ступени компрессора 2ШЛК-1420 можно снизить перепады давления на этих кольцах до значения перепадов давления на средних кольцах.

Наиболее целесообразно установить такую закономерность изменения площади проходного сечения f по комплекту колец, которая позволяла бы получить равномерное распределение перепадов давления по всему поршневому уплотнению. Такая закономерность может быть найдена расчетным путем с использованием метода последовательных приближений. Увеличение f на первых четырех и пяти последних кольцах привело практически к равномерному распределению перепадов давления по всему уплотнению.

Первые попытки эксплуатации таких компрессоров без смазки цилиндров приводили к выходу из строя поршневого уплотнения 6-й ступени за 100–150 ч. При этом наблюдались экструзия и чрезмерный износ колец, особенно первых и последних. На рис. 6 показаны результаты работы поршневого уплотнения 6-й ступени при наработке 248 ч в условиях без смазки после обеспечения за счет переменных зазоров в стыках равномерного распределения давления по кольцам. Материал поршневых колец — Ф4К20. Здесь показан

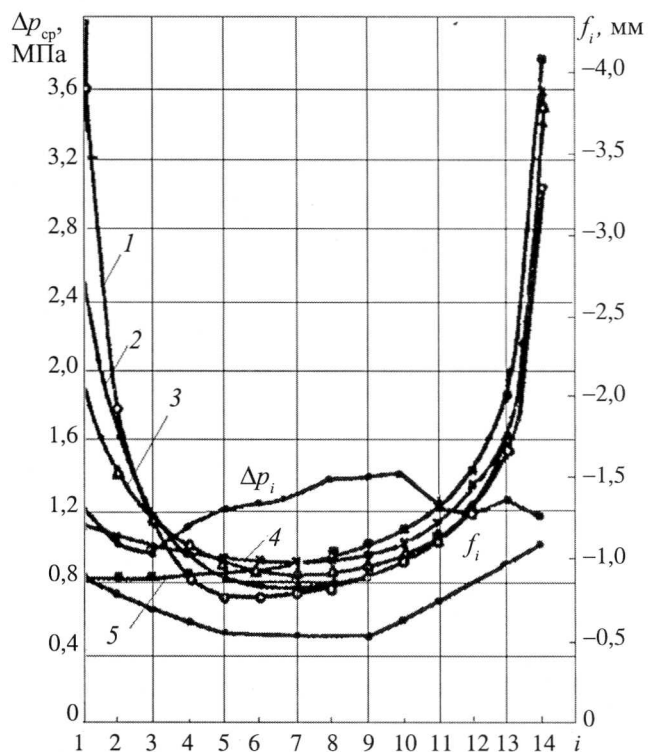


Рис. 4. Средние за цикл перепады давлений Δp_{cp} по кольцам 6-й ступени в зависимости от площади проходного сечения (щели) f , одинаковой для всех колец уплотнения: 1—0,15 мм²; 2—0,20 мм²; 3—0,52 мм²; 4—1,20 мм²; 5—3,0 мм²; i — номера колец; f_i — кривая изменения f по комплекту колец, обеспечивающему близкое к равномерному распределению перепада давления по кольцам Δp_i

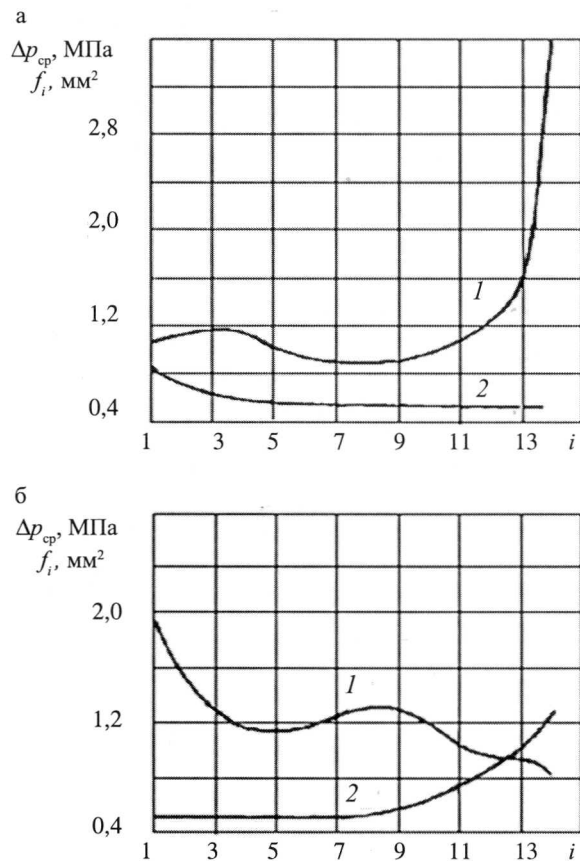


Рис. 5. Распределение средних за цикл перепадов давления Δp_i по кольцам при изменении проходных сечений f_i : 1 — перепад давления; 2 — площадь проходного сечения

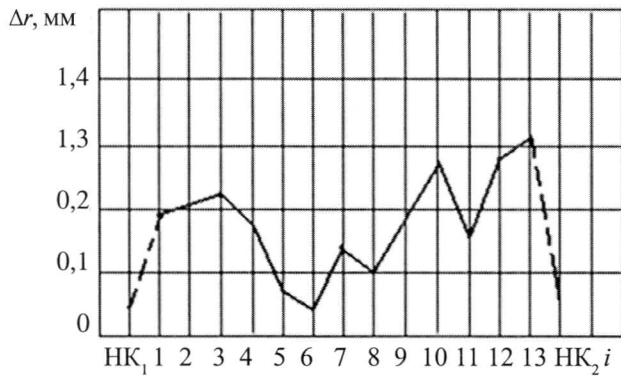


Рис. 6. Радиальный износ Δr колец 6-й ступени компрессора 2ШЛК-1420 при работе без смазки в течение 248 ч (НК — направляющее кольцо)

радиальный износ Δr колец 6-й ступени компрессора 2ШЛК-1420 (с равномерным распределением давления) при работе без смазки в течение 248 ч (давление нагнетания — 32,0 МПа).

В компрессорах без смазки обычно первые 50–100 ч происходит приработка, а вернее, образование полимерной пленки на контртеле (цилиндре), далее — износ при определенной нагрузке и составе газа, который прямо пропорционален времени работы (пройденному пути). Это позволяет по первым экспериментальным данным прогнозировать срок службы неметаллического уплотнения.

В данном случае компрессор отработал 248 ч со средним износом колец 0,77 мм на 1000 ч. При ревизии на кольцах не наблюдалось экструзии, разрушений и других дефектов. При допустимом износе 20 % от радиальной толщины кольца срок службы колец при конечном давлении 32,0 МПа составит не менее 2000 ч. На двух других машинах с ревизией после 629 и 766 ч интенсивность износа на 1000 ч составила, примерно, такую же величину, т. е. 0,72 мм.

Положительные результаты получены также на неметаллических кольцах (рис. 7), работающих со смазкой. Интересно отметить, что к моменту предельного износа закономерность распределения величин радиального износа по комплекту напоминает кривые распределения перепадов давления по кольцам (см. рис. 4) для новых уплотнений с одинаковой площадью прохода в щели для всех колец.

Вполне очевидно, что по мере износа колец и увеличения зазора к концу срока службы «самопроизвольно» устанавливается равномерное распределение давления. При этом зазор на последнем кольце, определяющем величину утечки, будет примерно в полтора раза больше, чем в случае равномерного износа всех колец (см. рис. 5, кривая 2).

Получить равномерное распределение давления при работе без смазки на неметаллических кольцах наиболее важно в начальный период. Это позволяет исключить превышение нагрузки сверх допустимой на первых и последних кольцах и тем самым обеспечить нормальный режим трения неметаллических композиций по цилиндру при высоких значениях давления газа.

Проведенные исследования показали, что пред-

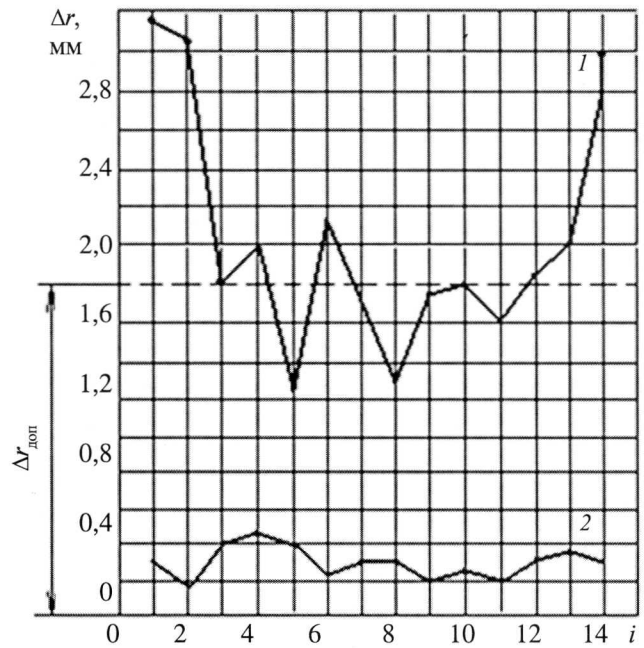


Рис. 7. Радиальный износ Δr колец 6-й ступени азотоводородного компрессора при работе со смазкой: 1 — уплотнение с неравномерным распределением давления по кольцам (наработка 11422 ч); 2 — уплотнение с равномерным распределением давления по кольцам (наработка 3618 ч), $\Delta r_{\text{доп}}$ — допустимый износ кольца

ложенный способ разгрузки поршневых колец за счет создания неравномерного зазора по кольцам дает возможность получить равномерное распределение перепада давления по поршневому уплотнению. При этом мы сознательно идем на небольшое увеличение утечки, так как это позволяет избежать разрушения колец в начальный, самый трудный период работы и добиться длительного срока службы уплотнения. Такое решение расширяет границы применения самосмазывающихся материалов и при использовании новых высокопрочных, износостойких композиций, делает возможной работу компрессоров без смазки при давлении нагнетания до 40,0 МПа, обеспечивая ресурс уплотнений до 4000 ч.

Список литературы

1. Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика. — М.: Машиностроение, 1990.
2. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создания поршневых компрессоров без смазки: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. — СПб., 2001.
3. Захаренко В. П. Изменение параметров газа по высоте поршневого кольца компрессора без смазки // Компрессорная техника и пневматика. 1998. Вып. 1–2 (18–19).
4. А. с. 485661 СССР, МПК⁵ f16J1/08. Поршень/В. П. Захаренко. 1974. БИ № 30.
5. А. с. 481734 СССР, МПК⁵ f16J1/00. Поршень для холодильно-газовой машины/И. И. Новиков и др. 1975. БИ № 31.
6. А. с. 352059 СССР, МПК⁶ f16J9/00. Уплотнение поршня/Л. С. Фондаминский и др. 1972. БИ № 28.
7. А. с. 1225957 СССР, МПК⁴ f16J9/00. Уплотнение/В. П. Захаренко и др. 1976. БИ № 33.