

10-я Международная научно-техническая конференция "ГЕРВИКОН-2002"
Украина, Сумы, 10 – 13 сентября 2002 г.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ УПЛОТНЕНИЙ И ОПОР ПОРШНЕВОГО КОМПРЕССОРА СУХОГО СЖАТИЯ

INVESTIGATION OF SEALS AND BEARINGS OPERATING OF THE PISTON COMPRESSOR OF DRY SQUEEZING

ПОПОВ Владимир Петрович, к.т.н., доц.,
ЗАЙЦЕВ Иван Григорьевич, к.т.н., доц.,
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина.

Abstract. The model is offered for calculation of the working process of compressor stage having piston sealing without lubrication. The calculation of self-lubricating journal bearing is offered. The parametrical analysis for the purpose of developing optimal design of bearing and sailing is given. The sealing working resource and technical-economic figures are confirmed experimentally.

Введение

Создание компрессорных установок без подачи смазки в цилиндры и механизм движения является одним из направлений в компрессоростроении. Разработка и исследование компрессоров сухого сжатия находится в стадии создания опытных образцов. Основная трудность состоит в разработке надежных уплотнений и опор, что обусловлено высокой теплонпряженностью деталей цилиндрико-поршневой группы, несовершенством системы охлаждения, трудностью отвода тепловых потоков от цилиндра, поршня, подшипников шатуна и коленчатого вала.

В данной работе исследовался опытный компрессор ПК-3,5/7 Полтавского ТМЗ сухого сжатия. В качестве уплотнений применялись поршневые и направляющие кольца из композитов, а опор – подшипники скольжения и качения для головок шатуна и коленчатого вала.

Расчетный анализ работы уплотнений.

В расчетной части работы была разработана модель рабочего процесса ступени компрессора и уплотнения поршня. Описание математической модели ступени компрессора приведено в работе [1]. Результатом расчетов является определение мгновенных и средних значений давлений

и температур газа в цилиндре компрессора в течение оборота вала.

$$dU = \left(\frac{\omega \delta Q}{d\varphi} + i_y \cdot \bar{m}_1 - i_y \cdot \bar{m}_2 \right) \frac{d\varphi}{\omega},$$

где \bar{m}_1, \bar{m}_2 – массовые расходы газа через неплотности колец;

$\omega = d\varphi/d\tau$ – угловая частота вращения коленчатого вала;

δQ – тепловой поток, отводимый из зоны трения;

$i_{\text{ц}}, i_y$ – удельные энтальпии газа в цилиндре и утечек газа.

Изменение массы газа M в межкольцевом объеме V_k обусловлено изменением плотности газа ρ во времени, что вызвано утечками и притечками газа.

$$\frac{dM}{d\tau} = V_k \frac{d\rho}{d\tau} = \bar{m}_1 - \bar{m}_2.$$

Для определения расходов газа через неплотности поршневого уплотнения с одиночными кольцами использовались уравнения истечения идеального газа. В случае уплотнений со сдвоенными кольцами, имеющими перекрытые зазоры, течение происходит в радиальном зазоре кольцо-цилиндр и обусловлено движением поршня. В этом случае расходы определялись с учетом механизма контактирования неметаллических поршневых колец с твердым контртелом, описанным в работе [2].

По результатам расчетов был поведен параметрический анализ влияния различных факторов на работу уплотнений. Потери мощности в уплотнении зависят от скорости обдува цилиндра охлаждающим воздухом, высоты уплотнительных колец, числа колец и режима работы ступени. Эффективная работа системы охлаждения достигается при скорости 2–3 м/с при достижении автономности, когда потери мощности стабилизируются (рис.1).

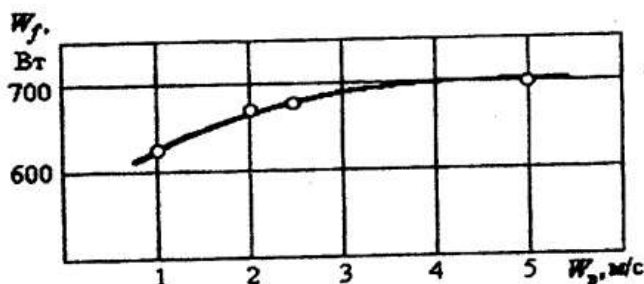


Рисунок 1 – Зависимость мощности трения от скорости охлаждающего воздуха ($Rz=1, \text{ мкм}, l_i=8 \text{ мм}, N=2$)

Средняя температура цилиндра в зоне трения составляет 75–85 °С, а интенсивность износа колец $I \approx 20 \cdot 10^{-9}$ мм³/Н·м, что обеспечивает их высокую работоспособность (рис.2).

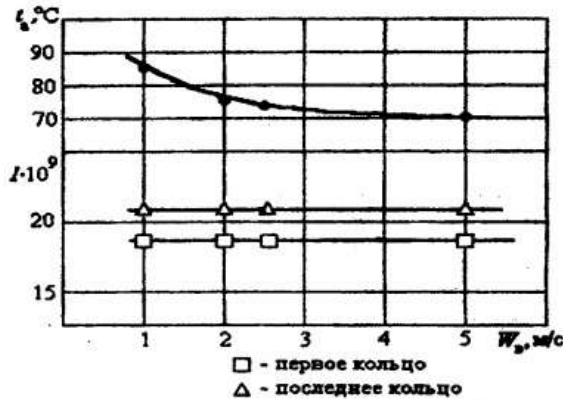


Рисунок 2 - Зависимость средней температуры колец и интенсивности износа от скорости обдува ($Rz=1,5$ мкм, $l_i=8$ мм, $N=2$).

Увеличение высоты уплотнительных колец приводит к возрастанию потерь мощности на трение и практически не влияет на утечки, составляющие $\approx 3\%$ от производительности компрессора (рис.3).

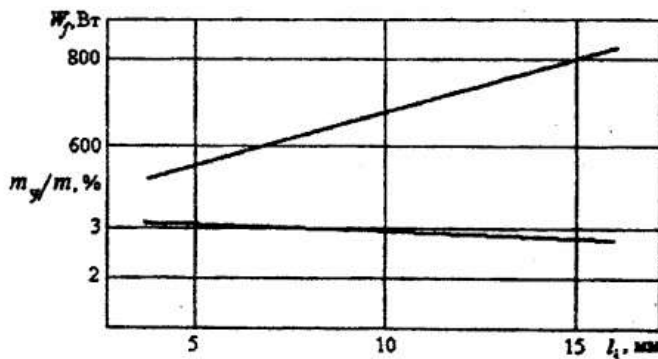


Рисунок 3 – Зависимость мощности трения и относительных утечек от высоты уплотнительных колец ($W_c=1$ м/с, $Rz=1,5$ мкм, $N=2$)

Средняя температура газа в зоне трения возрастает с увеличением высоты колец, что приводит к некоторому снижению интенсивности износа колец из-за уменьшения коэффициента трения композиционных материалов.

Учитывая, что и так обеспечивается значительный ресурс уплотнений целесообразно уменьшать высоту уплотнительных колец до 4–6 мм при числе колец 2–3. Результаты расчетов также показали слабое влияние шероховатости колец и цилиндра R_z от 1,5 до 5 мкм на работу уплотнения. Проведенные расчеты и анализ позволили разработать оптимальную конструкцию уплотнительных узлов опытного компрессора.

Расчет подшипников скольжения

Для оценки возможности использования полимерных материалов в подшипниках скольжения был проведен расчет опор верхних и нижних головок шатуна разрабатываемого компрессора. Была использована методика расчета [3], применимая для различных типов подшипниковых узлов из полимерных материалов. Расчет проводился с целью нахождения фактора $[p_{av}]$, определяющего допустимый режим эксплуатации подшипника и $[\vartheta_n]$ – допустимой избыточной температуры подшипника, определяющей работоспособность полимерного материала.

Основные результаты расчета приведены в таблице 1.

Таблица 1

№ п.п.	Параметр	Обозначения, размерность	Подшипник верхней головки шатуна	Подшипник нижней головки шатуна
1	Расчетный режим работы подшипника	$(p_{av})_p$, МПа·м/с	0,9	11,2
2	Максимальный параметр работоспособности материала (флубон-20, графелон-20)	$(p_{av})_{max}$, МПа·м/с	5	5
3	Допустимая нагрузочная способность узла	$[p_{av}]$, МПа·м/с	0,85	0,7
4	Действительная нагрузочная способность узла	$(p_{av})_d$, МПа·м/с	2,1	28,4

Анализ расчетных данных показывает, что для слабонагруженных подшипников верхней головки шатуна возможно использование полимерных материалов. Для сильнонагруженных подшипников нижней головки шатуна и коленчатого вала применение полимерных материалов, имеющих максимальный параметр работоспособности 4...5 (МПа·м/с) невозможно.

Методика расчета [3] требует уточнения для условий эксплуатации опор компрессора, учета тепловых потоков, расчета действительной температуры и зазоров в подшипниках при различных схемах охлаждения картера и проведения экспериментальных исследований.

Экспериментальные исследования компрессора сухого сжатия

В экспериментальной части работы проведены параметрические и ресурсные испытания опытного компрессора ПК-3,5/7 Полтавского турбомеханического завода. Исследовался компрессор сухого сжатия без системы смазки механизма движения и цилиндров. Использовались подшипники качения для коленчатого вала и нижних головок шатунов с заложенной консистентной смазкой и подшипники скольжения из композита графелон-

20 для верхних головок шатунов. Уплотнительные и направляющие кольца поршня выполнялись из коксофторопласта Ф4К20 и флубона-15(20).

При испытаниях измерялись параметры воздуха по ступеням сжатия компрессора, производительность, потребляемая мощность, записывались индикаторные диаграммы, определялся износ колец.

Основные параметры компрессора приведены в таблице 2.

Таблица 2

№	Параметры компрессора	Разм.	Величина	
			Ф4К20	Флубон15/20
1	Давление всасываемого воздуха	бар	1,02	1,00
2	Температура всасываемого воздуха	°С	17,5	24,5
3	Давление нагнетания	бар	6,87	6,87
4	Частота вращения	1/с	12,5	12,5
5	Температура нагнетания 1-ой ступени	°С	136,5	145,5
6	Температура нагнетания II -ой ступени	°С	123	133
7	Производительность компрессора по условиям всасывания	м ³ /мин	1,57	1,644
8	Потребляемая мощность	кВт	10,35	11,0
9	Удельная мощность	кВт/ (м ³ /мин)	6,6	6,636
10	Изотермный к.п.д.		0,49	0,48
11	Интенсивность износа колец	10 ⁷ мм ³ /(н·м)	14,3	1,55
12	Срок службы уплотнений	час	2200	8730

Анализ значений параметров компрессора, приведенных в таблице 2 по сравнению с данными испытаний штатного компрессора со смазкой показывает на снижение производительности на 6...10% из-за меньшей плотности самосмазывающихся колец, на увеличение удельных затрат мощности на 2...6%, при этом значение изотермного к.п.д. и удельной мощности приемлемо для данного класса машин.

Ресурсные испытания уплотнений опытного компрессора проводились по разработанной методике [4] с целью определения интенсивности износа колец, скорости изнашивания и срока службы. Средняя интенсивность износа колец из флубона15(20) почти в четыре раза меньше чем у

Ф4К20, что соответствует литературным данным, а срок службы составляет более 8000 часов.

Заключение

1. На базе расчетной модели компрессора проведен теоретический анализ работы уплотнений и расчет неметаллических подшипников скольжения.
2. Разработана оптимальная конструкция уплотнительных узлов и опор опытного компрессора.
3. Проведены экспериментальные исследования компрессора сухого сжатия.
4. Полученные результаты позволяют сделать вывод о возможности создания компрессора сухого сжатия с годовым ресурсом работы уплотнений.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Попов В.П. Исследование работы поршневого компрессора без подачи смазки: Сборник научных трудов международной научно-технической конференции «Современные проблемы холодильной техники и технологии»; – Одесса, 2001г., 3с.
2. Создание методики расчета и разработка рациональной конструкции уплотнений бессмазочных поршневых компрессоров из композиционных материалов: Отчет о НИР/Сумский физико-технологич. ин-т; № ГР01890017706; – Сумы, 1990 – 93с.
3. Полимеры в узлах трения машин и приборов: Справочник/ Е.В. Зинovieв и др. – М.: Машиностроение, 1980 – 208с.
4. Разработка поршневых уплотнений из новых композиционных материалов для повышения технического уровня компрессорного оборудования: Отчет о НИР/Сумский физико-технологич. ин-т; № ГР01890013646; Сумы 1991 – 100с.