

Е. А. Новиков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ И ТЕМПЕРАТУРЫ В ЗАЗОРЕ «СУХОГО» ГАЗОДИНАМИЧЕСКОГО УПЛОТНЕНИЯ

Ключевые слова: сухое газодинамическое уплотнение, центробежный компрессор, экспериментальные исследования.

Представлены результаты экспериментального определения профиля давления и температуры в зазоре сухого газодинамического уплотнения (СГУ) центробежного компрессора, которые удовлетворительно согласуются с результатами теоретических исследований, что подтверждает адекватность разработанной математической модели функционирования уплотнения и позволяет рекомендовать разработанную программу расчёта для внедрения в конструкторскую практику по созданию СГУ.

Key words: dry gasdynamic seal, centrifugal compressor.

Results have been presented of the experimental study of the pressure and temperature distribution in gap of dry gasdynamic seal of centrifugal compressor. The above results show satisfactory agreement with the results of theoretical investigations, thus confirming adequacy of the worked out mathematical model of the seal operation and permitting to recommend the worked out calculation program for the introduction into the dry gas seals' development practice.

К настоящему времени «сухие» газодинамические уплотнения (СГУ) зарекомендовали себя надёжным узлом центробежного компрессора. Этому типу уплотнений в большинстве случаев отдаётся предпочтение при разработке центробежных компрессоров и до 95% вновь выпускаемых агрегатов оснащаются системами СГУ.

Создание СГУ не возможно без разработки сложных термоупругогазодинамических математических моделей их функционирования [1,2], а также проверки их адекватности на экспериментальных установках, имитирующих работу уплотнений в корпусе сжатия центробежного компрессора.

В данной работе представлены экспериментальные значения распределения давления и температуры в зазоре СГУ и их сопоставление с результатами теоретического исследования.

Экспериментальные исследования проведены на специально разработанном стенде, состоящем из установки для испытания уплотнения, мультипликатора, электродвигателя, системы смазки подшипников, системы подачи буферного и барьерного воздуха, автоматической защиты, контрольно-измерительной и регулировочной аппаратуры.

Установка для испытания СГУ представляла собой стальной цилиндрический корпус с ротором на подшипниках скольжения и предназначена для одновременного испытания двух узлов уплотнений. Геометрические размеры внутренней части корпуса совместно с размерами ротора соответствовали посадочному месту под СГУ в корпусе сжатия центробежного нагнетателя ГПА 16 «Волга». Буферный воздух под давлением подавался между СГУ через штуцер, выполненный в центральной части установки. На корпусе испытательной установки с двух сторон от среднего сечения выполнены фланцы с крышками для вывода проводников термопар и импульсных трубок для замера давления, штуцера для присоединения

трубопроводов с целью замера расхода утечек воздуха после первых ступеней СГУ, а также для подвода-отвода барьерного воздуха.

В качестве объекта исследования выбрано нереверсивное СГУ для нагнетателя ГПА 16 «Волга», производства ОАО «Казанькомпрессормаш». Внешний вид уплотнительной ступени, состоящей из аксиально-подвижного и вращающегося колец показан на разобранном СГУ, представленном на рис. 1.



Рис. 1 - Испытуемый узел СГУ

Протяжённость газового слоя испытуемого уплотнения в радиальном направлении, заключённая между наружным радиусом газодинамических колец R_1 соответствующего 119 мм и внутренним радиусом аксиально-подвижного кольца $R_{вн}$ соответствующего 95 мм составляла 24 мм.

О важности эксперимента по определению профиля давления в научном плане необходимо отметить следующее: во-первых анализ имеющихся литературных данных показывает отсутствие такого эксперимента в ранее выполненных исследованиях, следовательно, такой эксперимент проведён впервые; во-вторых, этот эксперимент прямо, непосредственно позволил измерить давление в газовом слое, не прибегая к косвенным методам, требующим пересчёта.

Замер распределения давления производился вдоль радиуса аксиально-подвижного кольца по схеме, представленной на рис. 2. В кольце

2 выполнены четыре отверстия диаметром 0,8 мм, которые соответствуют радиусам $r=117$ мм, 112 мм, 107 мм, 102 мм. Отверстия переходят в радиальные каналы диаметром 2,2 мм, с которыми в свою очередь соединяются импульсные трубки 4, проходящие через резиновый уплотнитель, установленный в корпусе установки 5. К импульсным трубкам 4 подсоединены манометры М1...М4, размещённые с помощью держателя 6 на корпусе установки.

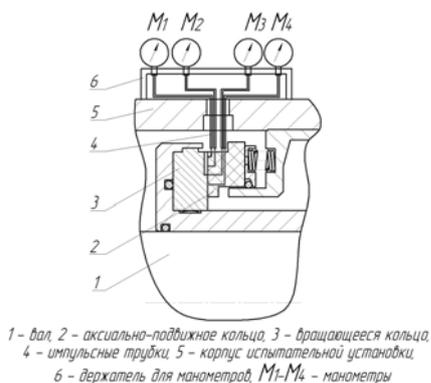


Рис. 2 - Схема измерения давлений

Диаметр импульсных трубок 4, составляющий 0,6...0,8 мм создавал сопротивление и увеличивал время переходного процесса системы измерений, поэтому при проведении эксперимента необходимо было добиться, чтобы суммарная длина выполненных отверстий с длиной импульсных трубок была минимальной. В представленной схеме длина каждой измерительной линии не превышала 0,9 м, что обеспечивало время переходного процесса не более 1 минуты.

К выполнению отверстий диаметром 0,8 мм предъявлялись следующие требования: кромки отверстий должны быть острыми, не должны иметь сколов, выкрашивания и заусенцев.

Точка замеров М3 соответствует радиусу окончания газодинамических канавок R_2 .

На рис. 3 представлены экспериментальные значения распределения давлений вдоль радиуса аксиально-подвижного кольца r , на которые нанесены значения, полученные в результате расчёта, проведённого по разработанной методике [1,2]. Расчётные значения усреднены по радиусу отбора импульса давления, так как из расчётных исследований известно: что внутри газодинамической канавки в радиальном направлении, давление возрастает от радиуса на входе в зазор R_1 (соответствует началу газодинамических канавок) к радиусу окончания газодинамических канавок R_2 превышая уплотняемое давление P_0 ; в зоне между газодинамическими канавками давление в радиальном направлении падает от радиуса R_1 к радиусу R_2 и значение давления становится ниже давления P_0 .

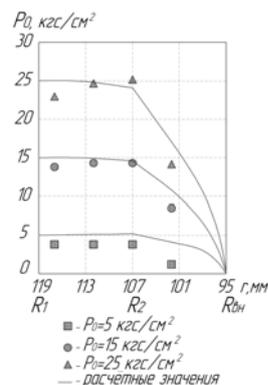


Рис. 3 - Экспериментальные значения распределения давления вдоль радиуса аксиально-подвижного кольца

Результаты эксперимента удовлетворительно согласуются с расчётными данными. В области газодинамических канавок наибольшее расхождение до 24 % имеют значения соответствующие точке М1 ($r=117$ мм) при $P_0=5$ кгс/см², которые при увеличении P_0 до 25 кгс/см² уменьшаются до 9 %. В точке М3 ($r=107$ мм), соответствующей радиусу окончания канавок, расхождения между экспериментальными и расчётными данными с ростом давления с $P_0=5$ кгс/см² до $P_0=25$ кгс/см² уменьшаются с 25% до 4%. В области уплотнительного пояса, в точке замеров М4 ($r=102$ мм), расхождения между экспериментальными и расчётными данными с ростом P_0 от 5 кгс/см² до 25 кгс/см² уменьшаются от 56% до 12%.

Основным фактором, определяющим значительные расхождения, которые имеют место при $P_0=5$ кгс/см² является сопротивление в импульсных трубках через которые производился отбор давления на манометры. Диаметр импульсных трубок составлял 0,6...0,8 мм, длина до манометров составляла 0,9 м. Таким образом, сопротивление измерительной линии оказывало меньше влияния на показания приборов при более высоких давлениях, а следовательно их можно считать более достоверными.

Экспериментальное определение распределения температуры газа в уплотнительном зазоре представляет собой сложную задачу, т.к. на процесс теплоотвода оказывает влияние не только теплоотвод через кольца газодинамической пары, что учитывает разработанная методика расчёта [1,2], но и через детали уплотнения. При проведении эксперимента на испытательном стенде необходимо учитывать нагрев подшипников и муфты. Имеющийся экспериментальный стенд не снабжён системой охлаждения и не предусматривает циркуляцию подаваемого на уплотнения буферного газа. Небольшое количество газа, подаваемого на уплотнения протекает по рабочему зазору в уплотнении. Не имея возможности для выхода на установившийся режим, когда температура после первой ступени уплотнения становится неизменной

определение температуры в газовом слое в зависимости от режимных параметров – уплотняемого давления и температуры, числа оборотов ротора является некорректной. Однако, с достаточной достоверностью можно определить не количественную а качественную картину распределения температуры – градиент, что и выполнено в настоящем эксперименте.

Замер распределения температуры вдоль радиуса аксиально-подвижного кольца осуществляется по следующей схеме: на кольце выполнены три отверстия диаметром 2 мм, которые соответствуют радиусам $r=100,5$ мм, 107 мм, 116 мм. В эти отверстия до упора вставлялись термопары градуировки ХК (хромель-капель) и заливались эпоксидной смолой. Термопары с помощью компенсационных проводов подсоединялись к 12-ти точечному потенциометру типа КСП-4, на котором регистрировалась температура.

На рис. 4 представлены экспериментальные значения распределения температуры вдоль радиуса аксиально-подвижного кольца. На этом же рисунке представлены результаты теоретических исследований. Характер изменения экспериментальных данных распределения температуры в газовом слое повторяет характер распределения теоретических значений, что позволило подтвердить выводы параметрического исследования о том, что основной рост температуры в зазоре происходит в области входа в газовый слой.

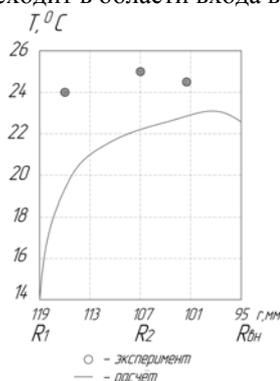


Рис. 4 - Экспериментальные значения распределения температуры вдоль радиуса аксиально-подвижного кольца

Полученные результаты, а также сравнение опытных и расчётных данных позволяют сделать вывод о пригодности, разработанной методики расчёта СГУ. Результаты экспериментальных исследований дают также ценную информацию, которая может быть использована при проектировании, доводки и отладки «сухих» газодинамических уплотнений центробежных компрессорных машин.

Литература

1. Новиков, Е.А. Влияние термоупругих деформаций колец пары трения на форму зазора сухого газодинамического уплотнения/ Е.А. Новиков // Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – №4. – С. 20-23.
2. Новиков, Е.А. Термо- упругогазодинамический расчёт сухих газодинамических уплотнений центробежных компрессоров/ Е.А. Новиков // Компрессорная техника и пневматика. – 2011. – №2. – С. 2-6.
3. Баткис Г.С. Торцовые уплотнения нового поколения для центробежных и винтовых компрессоров / Баткис Г.С., Лившиц Н.М., Хайсанов В.К., Максимов В.А. // Вестник Казанского технологического университета. – 2010. – №9. – С.408-418
4. Максимов В.А. К вопросу классификации "сухих" газодинамических уплотнений компрессорных машин, особенности конструирования / Максимов В.А., Хайсанов В.К., Новиков Е.А., Деменьтьев В.А., Серазутдинов М.Н. // Вестник Казанского технологического университета. - 2012. - №16. - С.136-139.