

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

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ЗАТВОРНОГО ИМПУЛЬСНОГО ТОРЦОВОГО УПЛОТНЕНИЯ

THE EXPERIMENTAL INVESTIGATIONS OF THE PULSE BARRIER FACE SEAL

КУЗНЕЦОВ Эдуард Геннадьевич, аспирант,
ПОНОМАРЕНКО Владимир Вячеславович, инженер
Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина,

ЧЕРНОВ Александр Евгеньевич, к.т.н., зав. отделом,
ОАО «ВНИИАЭН», г. Сумы, Украина,

ГРОМЫКО Борис Михайлович, к.т.н., директор главного
научно-конструкторского центра
ОАО «НПО ЭНЕРГОМАШ» им. академика В.П. Глушко, г. Химки, Россия.

Abstract. Construction and principle of gas-barrier pulse mechanical seal are considered in this article. Experimental research results are presented for discussion. In the course of those pressure was measured in closed chambers and over interchamber interval, effect of number of chambers on discharge characteristics was tested.

Введение

В последнее время наблюдается настоящий бум, связанный с использованием торцовых уплотнений на газовой смазке в центробежных компрессорах и насосах химических производств. Это обусловлено, прежде всего, существенным увеличением ресурса и надежности концевых уплотнений роторов, снижением затрат на эксплуатацию и обслуживание и, самое главное, отсутствием загрязнения перекачиваемого продукта затворной жидкостью.

Большое количество зарубежных и отечественных фирм, специализирующихся на выпуске уплотнений, за последние годы разработали и производят торцовые уплотнения на газовой смазке [1 - 3]. Практически во

всех газовых торцовых уплотнениях используется газодинамический принцип создания смазочного слоя, различаются эти уплотнения только формой газодинамических канавок и отдельными конструктивными особенностями узла.

Очень интересным направлением считается использование газовых уплотнений в насосах, перекачивающих токсичные, взрывоопасные и радиоактивные жидкости. Как правило, это торцовые уплотнения с двумя парами трения, между которыми подается затворный газ под давлением на 0,05 – 0,2 МПа, превышающим уплотняемое. От традиционных двойных торцовых механических уплотнений они отличаются только профилированными торцовыми поясками, которые обеспечивают работу торцовой пары с гарантированным зазором величиной 0,002..0,003 мм.

Особого внимания заслуживает газовое затворное уплотнение марки 4400 TwinHybrid™ Gas Seal американской фирмы A.W. CHESTERTON [4]. Основным отличием этого уплотнения является то, что запирающее уплотнение среды осуществляется в одной торцовой паре, разделенной кольцевой затворной канавкой на два концентричных торцовых пояска, один из которых плоский торцовый, а другой газодинамический с замкнутыми спиральными микроканавками. Затворный газ поступает в кольцевую канавку через отверстия в аксиально-подвижном уплотнительном кольце, затем захватывается микроканавками и создает на нижнем торцовом пояске область повышенного давления, которая обеспечивает функционирование двух уплотнительных поясков (верхнего и нижнего) в бесконтактном режиме [5]. Таким образом, затворный газ выполняет две функции: является смазкой и затвором, такое техническое решение позволяет добиться очевидных преимуществ:

- повышается общая надежность узла за счет упрощения, связанного с сокращением количества деталей;
- значительно уменьшаются осевые габариты уплотнения.

В настоящем докладе представлены последние результаты экспериментальных исследований интересной, с нашей точки зрения, конструкции газозатворного импульсного уплотнения, которая появилась на свет несколько раньше западных аналогов [6] и отличается от них рядом преимуществ, которые вытекают из импульсного принципа создания зазора в торцовой паре.

Импульсное газозатворное торцовое уплотнение

Газозатворное импульсное торцовое уплотнение, конструкция которого показана на рисунке 1, было создано в январе 1998 г. и впервые испытано на стенде в лаборатории герметичности и виброненадежности центробежных машин кафедры Общей Механики и Динамики Машин Сумского государственного университета. Его предшественником было затворное импульсное уплотнение, имеющее много общего с уплотнением фирмы A.W. CHESTERTON [7].

В отличие от газодинамических торцовых уплотнений, импульсное одинаково надежно работает, как на газе, так и на жидкости, поэтому при отсутствии источника газа требуемого давления в уплотнение можно подавать затворную жидкость, совместимую с перекачиваемым продуктом. Все это многократно подтверждалось в процессе экспериментальных исследований газозатворного уплотнения. О надежности затворного импульсного уплотнения свидетельствует также опыт эксплуатации в насосе ТХ 18/20, перекачивающем слабый водный раствор серной кислоты. Во время эксплуатации насоса случайно была отключена подача затворного воздуха, уплотнение начало пропускать продукт и в таком режиме отработало около недели, после того как на уплотнение опять подали воздух, штатный режим работы был восстановлен, утечка перекачиваемой среды прекратилась. В 2000 г. был получен патент России на конструкцию импульсного газозатворного уплотнения, а опытные образцы этих уплотнений успешно эксплуатируются на центробежных насосах с 1998 г. [8].

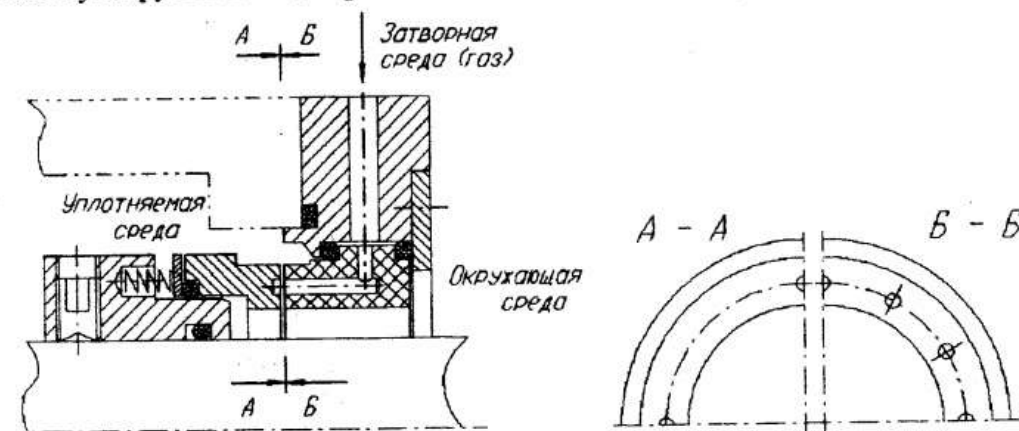


Рисунок 1 – Затворное импульсное торцовое уплотнение

В отличие от уплотнения 4400 TwinHybrid™ Gas Seal фирмы A.W. CHESTERTON, а также импульсного уплотнения, представленного в [7], рассматриваемая в докладе конструкция не имеет кольцевой канавки на торце и затворная среда подается в торцовую пару через каналы, выполненные в статорном, неподвижном в осевом направлении кольце. При вращении вала затворный газ попадает в замкнутые камеры, выполненные на торцовой поверхности вращающегося аксиально-подвижного кольца. При этом, за счет сжимаемости затворного газа, в камерах происходит повышение давления и образуется торцовый зазор, величину которого можно достаточно плавно и точно регулировать за счет увеличения или уменьшения давления затворного газа. То есть, в представленной конструкции уплотнения запираение уплотняемой среды происходит не по сплошной в окружном направлении канавке, а по дискретным камерам, прерывающимся по окружности. При этом возникают вопросы, а насколько надежно проис-

ходит запираение по камерам, не будут ли, при определенных условиях, наблюдаться утечки уплотняемой среды через межкамерные промежутки? Какие должны быть камеры и их количество, чтобы обеспечить надежную работу уплотнения в бесконтактном режиме и без утечки уплотняемой среды? Рассчитывать на широкое применение газозатворного импульсного уплотнения без глубокого понимания процессов, происходящих в торцовом зазоре, невозможно.

Впервые замеры давления уплотняемой жидкости в камере традиционного импульсного торцового уплотнения были выполнены в 70-ых года прошлого века [9]. На основании полученных результатов была построена методика расчета импульсных уплотнений на жидкостной смазке, которая широко используется в настоящее время [10]. Однако, учитывая существенное различие конструкций газозатворного и традиционного импульсного уплотнения, режимов их работы, а также отличную по физическим свойствам смазывающую среду (затворный газ), стало очевидным, что строить физическую картину процессов, происходящих в зазоре затворного уплотнения, на основании этих данных нельзя. Поэтому проведение экспериментальных исследований уплотнений с измерениями давлений затворной среды в различных точках торцового зазора было очень важной и актуальной задачей.

Экспериментальное исследование влияния количества камер на расходные характеристики затворного импульсного торцового уплотнения

На первом этапе исследовался вопрос влияния количества камер и питающих каналов на расход затворного газа и, следовательно, на величину торцового зазора. Для этого авторами использовался экспериментальный стенд, созданный на базе консольного насоса ХО45/90, позволяющий исследовать торцовые уплотнения на воде и воздухе при давлениях до 3,0 МПа и частоте вращения ротора от 1000 до 4500 об/мин. Такие эксплуатационные параметры позволяют перекрыть диапазон условий работы для подавляющего большинства уплотнений насосов химических производств.

Принципиальная схема экспериментального стенда показана на рисунке 2. Стенд состоит из испытательной головки, системы подготовки газа и привода. Асинхронный электродвигатель 1, скорость вращения которого задается с помощью тиристорного преобразователя частоты, приводит во вращение испытываемое уплотнение, которое размещается в испытательной головке стенда 2. Требуемые условия работы уплотнения обеспечиваются системой подготовки газа. Для ее функционирования используется затворный газ из баллона 16. Отстоявшийся газ через вентиль 14 поступает к двум газовым редукторам (регуляторами давления) 9 и 10. Давление газа перед редукторами контролируется с помощью манометра 12. Редукторами 9 и 10 задаются давления, имитирующие затворное и уплот-

няемое давление работающего насоса (компрессора) соответственно. После редуктора 9 газ под требуемым давлением, которое контролируется с помощью манометра 8, через баллон 7, фильтр тонкой очистки 6, вентиль 5 и ротаметр 4 поступает в торцовую пару испытуемого уплотнения. Из редуктора 10 газ под давлением, контролируемым с помощью манометра 11, попадает в баллон 13. В случае, если планируется проведение экспериментов с использованием жидкой уплотняемой среды, баллон предварительно заполняется соответствующей жидкостью. Уплотняемая среда под давлением из баллона через вентиль 15 поступает в корпус испытательной камеры. На обеих линиях подачи затворной и уплотняемой сред расположены вентили 3 и 17, которые служат для сброса давления в головке 2 после окончания испытаний. Расход подводимой затворной среды измеряется с помощью ротаметра 4. Суммарный расход утечек уплотняемой и затворной сред в случае одинаковых физических свойств последних измеряется ротаметром 19.

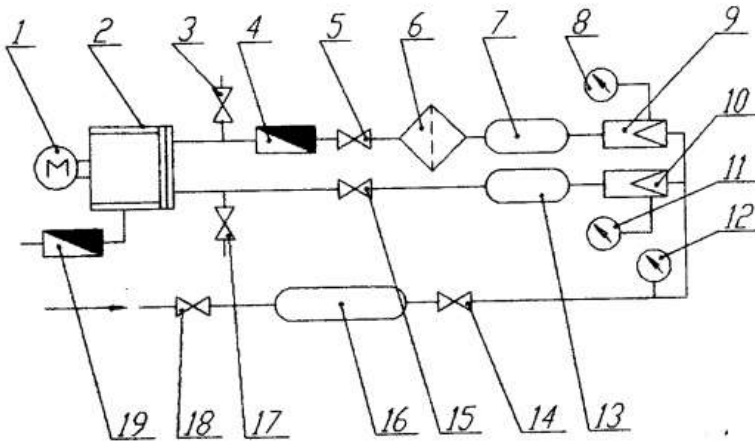


Рисунок 2 – Структурная схема экспериментального стенда

Для исследования характера влияния количества камер и питающих каналов на расходные характеристики газозатворного уплотнения были изготовлены три варианта уплотнительных колец с наружным диаметром уплотнительного пояса $\varnothing 130$ мм, различающихся только количеством камер – 6, 12 и 24, выполненных по одинаковой технологии с одинаковыми размерами ($\varnothing 3$ мм и глубиной 2 мм), а также количеством питающих каналов – 3 и 4 ($\varnothing 3$ мм). Все остальные геометрические характеристики уплотнительных колец были идентичными. Частота вращения вала стенда изменялась при помощи тиристорного преобразователя частоты от 1 000 до 3 000 об/мин, а давление затворного газа – от 0,1 до 0,6 МПа. В ходе эксперимента фиксировался суммарный расход затворного газа на входе в

уплотнение в зависимости от величины частоты вращения, уплотняемого и затворного давлений.

Расходные характеристики экспериментального уплотнения с различным количеством камер и питающих каналов показаны на рисунках 3 и 4, для удобства анализа графики построены с одинаковой шкалой по оси абсцисс и ординат. На рисунке 3 видно, что с повышением частоты вращения ротора, наблюдается увеличение расхода затворного газа, что свидетельствует об увеличении торцового зазора в паре. Такое поведение затворного уплотнения полностью соответствует традиционным представлениям о работе импульсного уплотнения - с увеличением частоты вращения сокращается период времени между запитками камер затворным газом, поэтому осредненное давление в них возрастает. Баланс осевых сил, действующих на аксиально-подвижное кольцо, нарушается, для его восстановления автоматически увеличивается торцовый зазор, тем самым уменьшается сопротивление торцовых дросселей над и под камерами, следовательно, первоначальное значение осредненного давления в камерах восстанавливается, но уже при большем значении зазора в торцовой паре.

Сравнивая попарно графики на рисунке 3 (а - б, в - г, д - е и ж - з) можно заметить, что с увеличением давления уплотняемой среды расход затворного газа (при одинаковом перепаде $\Delta p = P_{зат} - P_{упл}$) существенно уменьшается. Причем это явно проявляется при малом количестве камер (графики 3 а и 3 б), с увеличением количества камер эта зависимость уже перестает быть ярко выраженной (графики 3 ж и 3 з).

Влияние количества камер и питающих каналов на характеристики затворного уплотнения удобно анализировать, сравнивая графики, показанные на рисунке 4. Рассматривая их, можно сделать однозначный вывод, что количество камер существенно влияет на расход затворного газа через уплотнение, т.е. с увеличением количества камер расход растет, при этом крутизна расходной характеристики также существенно зависит от числа камер: при большем количестве камер расходная характеристика уплотнения более крутая. Можно сказать, что с увеличением числа камер импульсное уплотнение становится «больше газостатическим», так как уменьшается окружная длина межкамерных промежутков и поясок с дискретными замкнутыми камерами стремится к газостатической кольцевой канавке, что и находит свое отражение в поведении расходных характеристик.

При малом числе камер затворное уплотнение работает устойчиво в бесконтактном режиме, расходные характеристики становятся более полными. То есть существенное увеличение перепада давления на уплотнении приводит к незначительному увеличению расхода затворного газа, следовательно, газовый слой в торцовом зазоре становится более жестким и меньше реагирует на изменения внешних факторов. Влияние количества питающих каналов на расход затворной среды через уплотнение имеет ка-

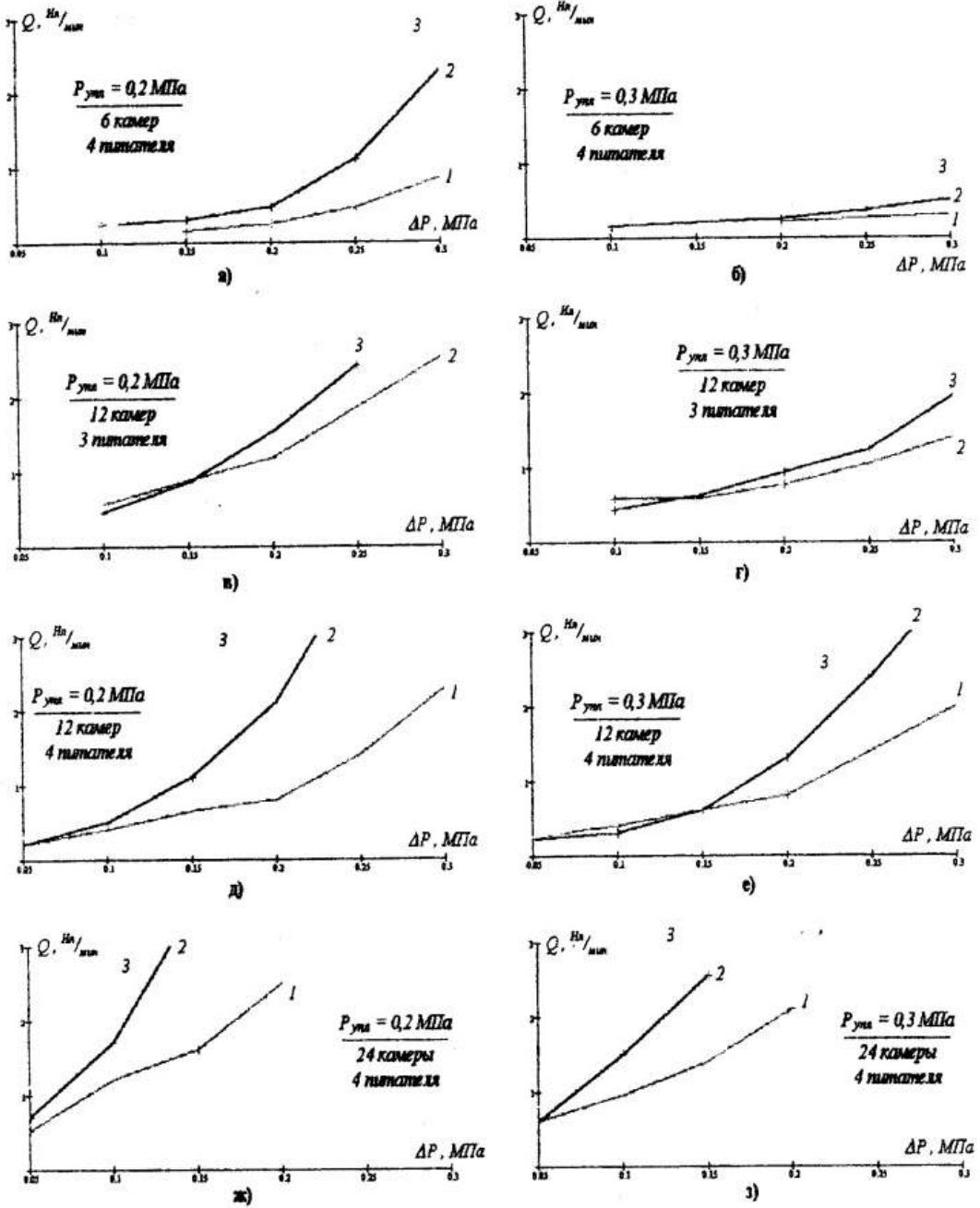


Рисунок 3 – Расходные характеристики газозатворного уплотнения:

- 1 – частота вращения 1000 об/мин ;
- 2 – частота вращения 2000 об/мин ;
- 3 – частота вращения 3000 об/мин

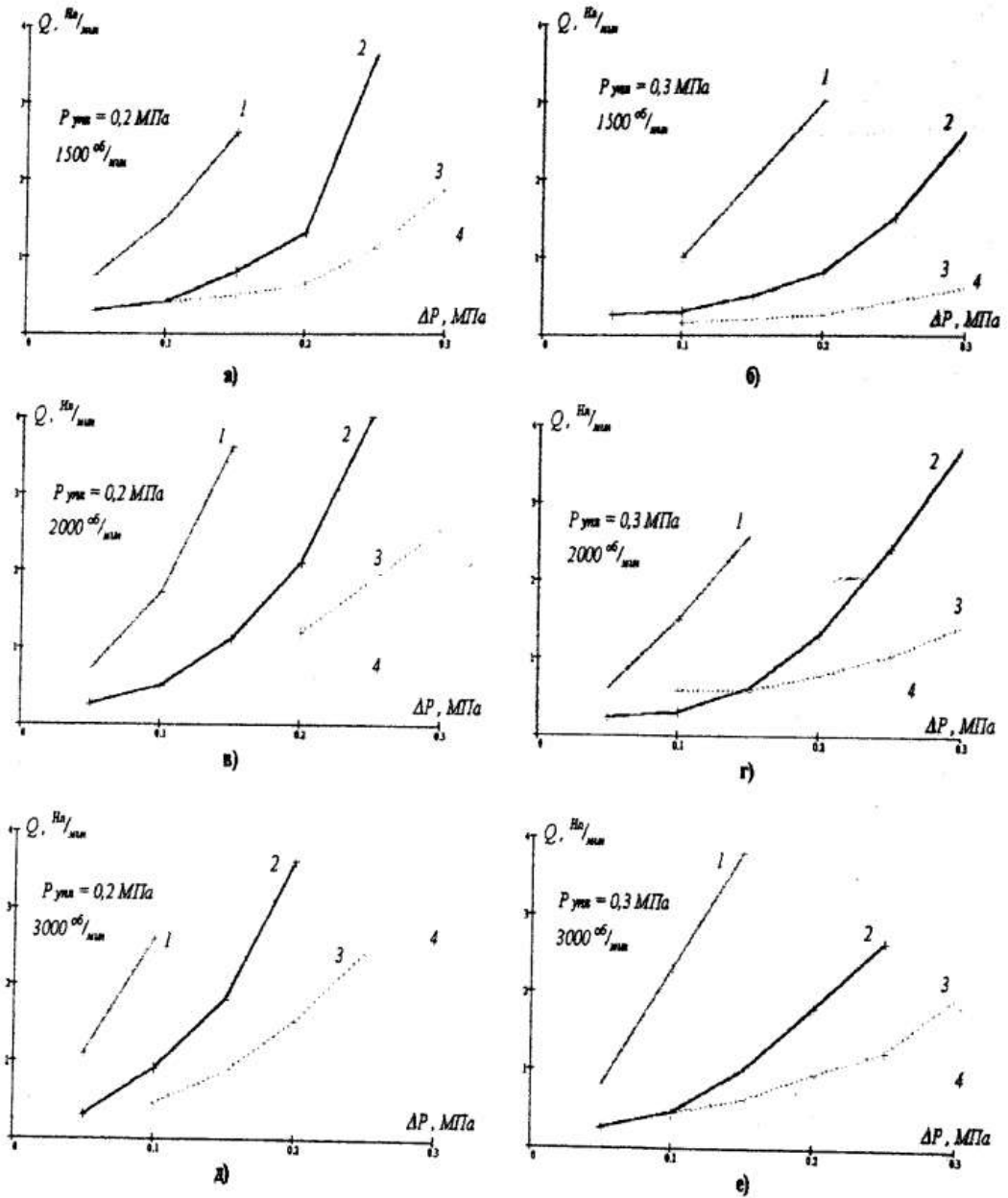


Рисунок 4 – Сравнительные расходные характеристики различных вариантов затворного импульсного уплотнения:

- 1 – 24 камеры - 4 питателя;
- 2 – 12 камер - 4 питателя;
- 3 – 12 камер - 3 питателя;
- 4 – 6 камер - 4 питателя

чественно сходный характер, т.е. с увеличением количества питающих каналов расход через уплотнение растёт и характеристики «задираются вверх».

Экспериментальные исследования давления затворного газа в торцовом зазоре

Для измерения давления затворной среды в торцовой щели было разработано и изготовлено затворное торцовое уплотнение, в котором уплотнительное кольцо с камерами выполнено неподвижным, установленным в корпусе, а кольцо с питающими каналами – аксиально-подвижным на валу (рисунок 5).

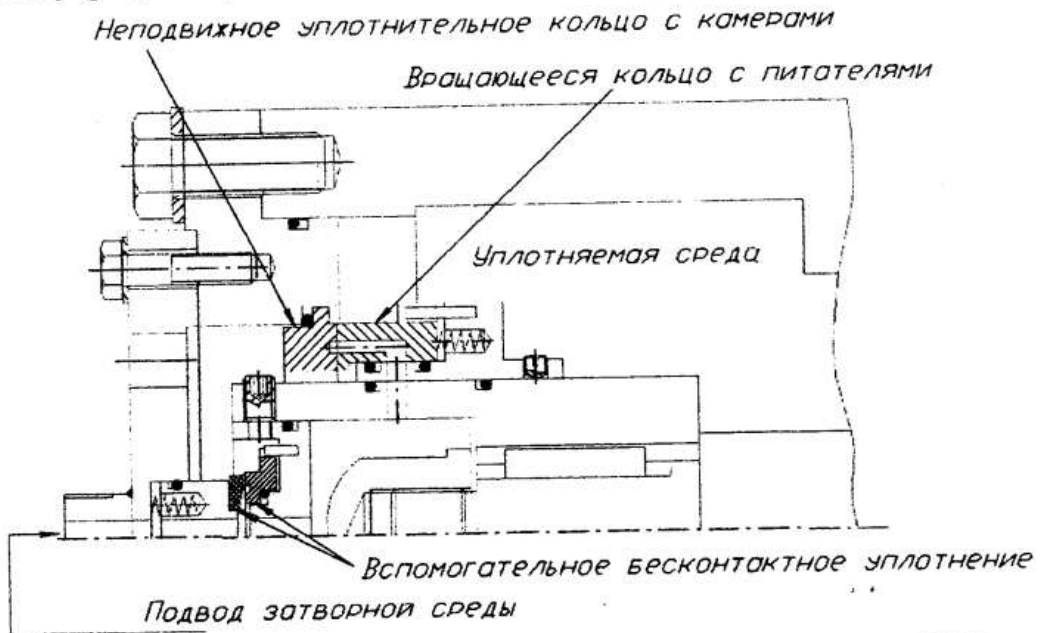


Рисунок 5 – Продольный разрез головки экспериментального стенда

В ходе исследований ротаметром РМ-А-0,1-ГУЗ измерялся суммарный расход затворной среды на входе в уплотнение, а малогабаритными датчиками измерялось давление:

- затворной среды на входе в стенд;
- уплотняемой среды в головке стенда;
- в замкнутой камере неподвижного кольца;
- на межкамерном промежутке, посередине между камерами.

Для измерения давления применялись пьезо-резистивные датчики, входящие в комплект универсального преобразователя Endevco 4942V. Для отображения, обработки и записи на жесткий диск, поступающих с датчиков сигналов, использовался IBM-совместимый компьютер с процессором Pentium-133 и аналогово-цифровой преобразователь Искра 10-015.

Расположение датчиков давления на торцевой поверхности статорного кольца показано на рисунке 6.

Для герметизации подвода затворного давления по валу во вращающееся кольцо применялось импульсное торцовое уплотнение на газовой смазке, выполненное по традиционной схеме, т.е. с питающими каналами радиального типа, открытыми в сторону области повышенного давления. Утечку затворной среды через вспомогательное уплотнение измеряли непосредственно перед проведением эксперимента.

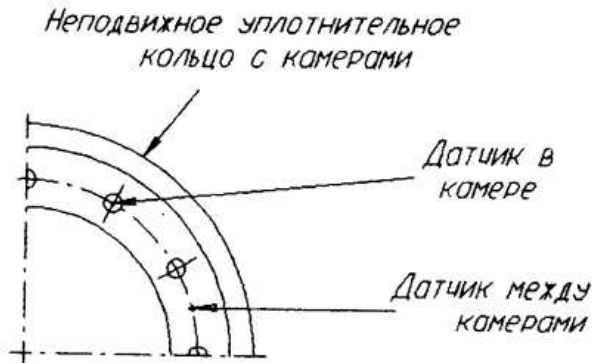


Рисунок 6 – Неподвижное уплотнительное кольцо с датчиками давления

При проведении измерений давление уплотняемой среды (воздух, вода) изменялось в пределах 0,1...0,5 МПа, давление затворной – от 0,2...0,6 МПа, при скорости вращения ротора от 1000 до 3000 об/мин. Во время проведения экспериментов непрерывно велась запись сигналов, поступающих от датчиков давления.

На рисунке 7 показаны измеренные временные развертки давления в камере и межкамерном промежутке, полученные при разных сочетаниях давлений уплотняемой и затворной среды. Сравнивая графики 7 а, 7 б, 7 в, можно отметить, что, при большем перепаде давления $\Delta p = p_{зат} - p_{упл}$, наблюдается увеличение амплитуды изменения давления в камере. Это можно объяснить тем, что с увеличением перепада давления растет торцовый зазор, поэтому падение давления в камере достигает такого значения. Также хорошо видно, что падение давления в межкамерном промежутке в несколько раз превышает величину падения давления в камере.

К сожалению, объем доклада не позволяет представить все полученные результаты, поэтому приведем только основные закономерности, которые были выявлены при анализе экспериментальных данных:

- повышение перепада $\Delta p = p_{зат} - p_{упл}$, при $p_{упл} = const$, приводит к увеличению амплитуды колебаний давления в камере и на межкамерном промежутке (рисунки 7 а, 7 б, 7 в), а также к увеличению расхода затворного газа через уплотнение (рисунок 4);

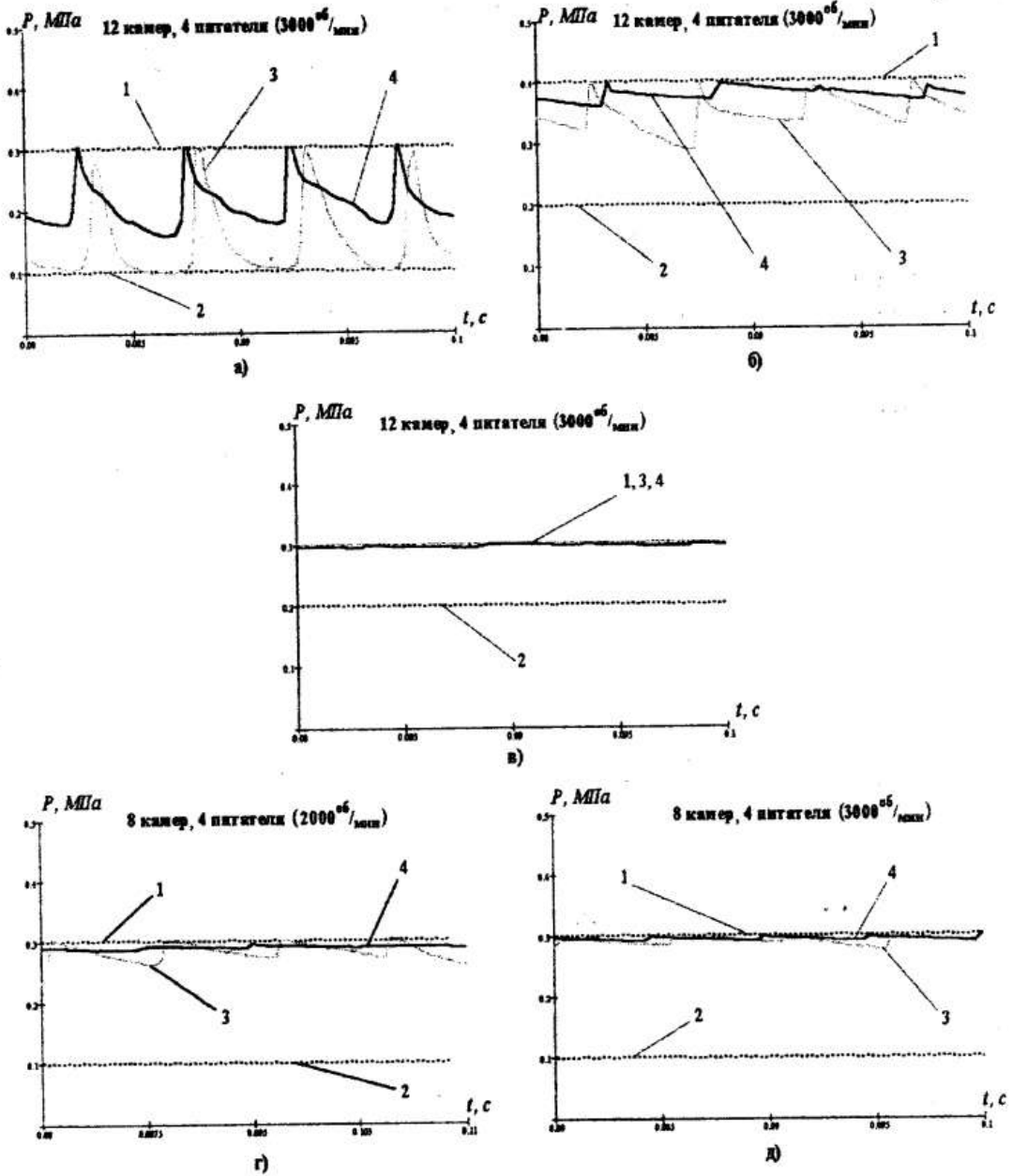


Рисунок 7 – Изменение давления затворного газа в камерах и на межкамерном промежутке во времени:

- 1 – давление затворной среды;
- 2 – давление уплотняемой среды;
- 3 – давление между камерами;
- 4 – давление в камере

- при постоянном перепаде давления $\Delta p = const$ амплитуда колебаний давления в камере и между камерами (рисунки 7 а, 7 б), а также расход затворного газа уменьшаются с повышением давления уплотняемой среды (рисунок 4);
- с ростом частоты вращения вала происходит увеличение расхода затворного газа (рисунок 3), а также уменьшение амплитуды давления в камерах и между камерами (рисунки 7 г, 7 д);
- с уменьшением количества камер и питающих каналов давление в камерах и между камерами (рисунки 7 а, 7 д), а также расход затворного газа (рисунок 4) становятся менее чувствительными к изменению рабочих параметров (частоты вращения вала, перепада давления, давления уплотняемой среды).

Заключение

Представленные в докладе результаты экспериментальных исследований затворного импульсного торцового уплотнения имеют серьезный научный и практический интерес. Впервые экспериментально показано, что количество камер на торцовой поверхности импульсного торцового уплотнения оказывает существенное влияние на величину расхода затворной среды (и зазора в торцовой паре), причем с уменьшением количества камер величина расхода (зазора) также уменьшается, а расходные характеристики становятся более пологими и «жесткими».

Результаты исследований по измерению давления затворной среды в камерах и на межкамерном промежутке позволяют глубже понять механизм процессов, происходящих в торцовой щели импульсного уплотнения. Отмечается большое отличие между осредненными давлениями в камере и на межкамерном промежутке, что свидетельствует о существенной неравномерности в окружном направлении поля давления затворной среды на кольцевом пояске, занятом камерами. Причем, с ростом перепада давления $\Delta p = p_{зат} - p_{упл}$, эта неравномерность увеличивается, при этом растет амплитуда колебаний давления в камерах, что, при большом перепаде Δp и малых скоростях вращения вала, может привести к появлению утечки уплотняемой среды через межкамерные промежутки. Устранить указанную особенность уплотнения можно, варьируя количеством камер и питающих каналов, а также, выполняя условие $0,05 < \Delta p < 0,2$ МПа, что не представляет трудностей.

Также из результатов исследований следует, что для затворных импульсных торцовых уплотнений, у которых давление запитки камер может в несколько раз превышать уплотняемое, необходимо совершенствовать методику расчета [11] с учетом не только радиального, но и окружного течения затворной среды.

ПЕРЕЧЕНЬ ССЫЛОК

1. Dry-running double seal for process pumps.\ BW/IP, Sealing Technology Newsletter No. 16, April, 1995, pp.2-3;
2. William V. Adams. Innovative technology uses gas in place of liquid to lubricate double mechanical seals.\ Sealing Technology Newsletter No. 11, November, 1994, pp. 9-12;
3. Patrick M. Flatch. Dry-running seal technology for emission containment.\ Sealing Technology Newsletter No. 10, October, 1994, pp. 8-11.
4. United States Patent № 6 076 830 'Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces' (filled January 26, 1998), 2000.
5. H.V. Azibert, M.S. Clark, M. Hanzon, S. Wu. Enhanced Gas Seal Technology for Pumps and Mixers in the Process Industries.\ Seals and Sealing Technology in Machines and Devices, IXth International Conference, Wroclaw, 2001, pp. 22-28.
6. Патент России № 2159374 (приоритет от 10.01.1999 г.), 2000 г.
7. V.A. Martsinkovsky, A.E. Chernov, V.S. Martsinkovsky, S.A. Kovalenko, B.M. Gromyko, E.M. Matveev. New Sealing Systems for Pumps in Chemical Industry.\ Seals and Sealing Technology in Machines and Devices, VIIIth International Conference, Wroclaw 1998, pp. 123-131.
8. Y. Gaft et al. Development and application of double pulse gas-liquid seals. // Proc. 16th International Conf. Of Fluid Sealing.- Brugge, Belgium, 2000. – P. 255-269.
9. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М.: Машиностроение. 1980.- 200 с.;
10. Марцинковский В.А., Ворона П.И. Насосы атомных электростанций. М.: Энергоатомиздат. 1987.- 256 с.
11. Э.Г. Кузнецов, Н.В. Зуева, А.Е. Чернов. "Расчет статических характеристик газозатворного торцового уплотнения импульсного типа". Вестник НТУУ "КПИ" "Машиностроение", 2002, вып. 42, Т.2, Киев, 2002, сс. 161-166.