

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ПРОВОДИМОСТИ ПОДВОДЯЩЕГО ДРОССЕЛЯ НА СТАТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ЗАТВОРНОГО ИМПУЛЬСНОГО УПЛОТНЕНИЯ

*А.В. Загорулько**, канд. техн. наук, доц.;

*Ч. Кундера***, д-р техн. наук, проф.; *М.Ю. Харин**, асп.

**Сумский государственный университет*

** Политехника Святотокжиська*

1 ВВЕДЕНИЕ

Практически все существующие в мире на сегодняшний день стандарты для обеспечения экологической безопасности насосного и компрессорного оборудования, перекачивающего агрессивные, токсичные, радиоактивные, взрывопожароопасные жидкости и газы, требуют обязательного применения систем двойных торцовых механических уплотнений. Для этих целей, как правило, используются торцовые уплотнения с аксиальным расположением ступеней, между которыми подается нейтральная запирающая среда. Довольно редко, в основном для герметизации валов химических аппаратов с перемешивающими устройствами, применяются конструкции торцовых уплотнений с радиальным расположением ступеней. Использование этих конструкций уплотнений в насосах сдерживается достаточно большими радиальными размерами уплотнительного узла, так как размеры камер под уплотнения рассчитаны под стандартные размеры колец сальниковой набивки [1].

Значительно уменьшить радиальные размеры двухступенчатых уплотнений удастся в конструкциях бесконтактных гидростатических торцовых уплотнений, в которых аксиально-подвижный элемент уравнивается силами затворной среды, которая подается в специально выполненные на поверхности одного из колец карманы или канавки. Торцовый зазор поддерживается регулируемым давлением от внешнего источника, зависящим от постоянного соотношения между затворным и уплотняемым давлением [2].

В последнее время для герметизации валов насосов химических производств все большее применение находят бесконтактные торцовые газодинамические уплотнения, которые обладают существенными преимуществами перед контактными механическими уплотнениями, такими, как практически неограниченный ресурс работы пары трения, высокая надежность уплотнения, значительно меньшие потери мощности на трение, минимальные протечки буферной среды. Особого внимания заслуживает конструкция газодинамического уплотнения типа 4400 фирмы Честертон [3], в котором наряду с газостатической используется газодинамическая разгрузка пары трения. В этой конструкции уплотнения на вращающемся кольце пары трения выполнены спиральные канавки, которые постоянно соединены с источником затворной среды через кольцевую канавку, выполненную на аксиально- подвижном невращающемся кольце. Для поддержания постоянной разности давлений между уплотняемой и затворной средой в конструкцию этого уплотнения встроен дифференциальный регулятор перепада давления.

Среди гидродинамических уплотнений, как известно, выгодными преимуществами отличаются импульсные торцовые уплотнения, в которых бесконтактный режим работы обеспечивается импульсной запиткой камер перекачиваемой средой. Эти уплотнения значительно более просты в изготовлении, надежны и экономически выгодны [2,4].

В докладе описаны экспериментальная установка и результаты экспериментальных исследований двухступенчатых торцовых импульсных уплотнений с коаксиальным расположением ступеней [5]. Благодаря тому что одна общая пара трения в радиальном направлении разделена разгрузочными камерами на две ступени уплотнения, значительно упрощается конструкция узла и уменьшаются его габариты при сохранении повышенной надежности и герметичности. Механизм работы такого уплотнения основан на импульсном уравнивании пары трения и создании гарантированного саморегулируемого зазора.

Основной целью эксперимента являются экспериментальная проверка основных теоретических положений статического расчета, изложенных в работах [6, 7], и оценка точности теоретического анализа.

2 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

Экспериментальная оценка основных рабочих параметров двойного импульсного затворного уплотнения проводилась на установке, показанной на рис. 1 а. Установка состоит из корпуса 1, в который от независимого источника подается давление уплотняемой среды P_1 . Исследуемый узел уплотнения с парой трения (кольца 4, 5) установлен в корпусе установки 1. Опорное кольцо 5 размещено в гидравлическом поршне 6, который за счет изменения нагрузочного давления P_1 в камере 8 позволяет в широком диапазоне изменять коэффициент нагрузки k_p . Первоначальное поджатие колец 4 и 5 уплотнения осуществляется пружинами 10. Величина нагрузочного давления P_1 зависит от коэффициента нагрузки k_p и уплотняемого давления P_1 и определяется формулой

$$p_l = p_1 \frac{A_c}{B_l} k_p,$$

где $A_c = \pi(r_1^2 - r_3^2)$, $B_l = \pi r_l^2$.

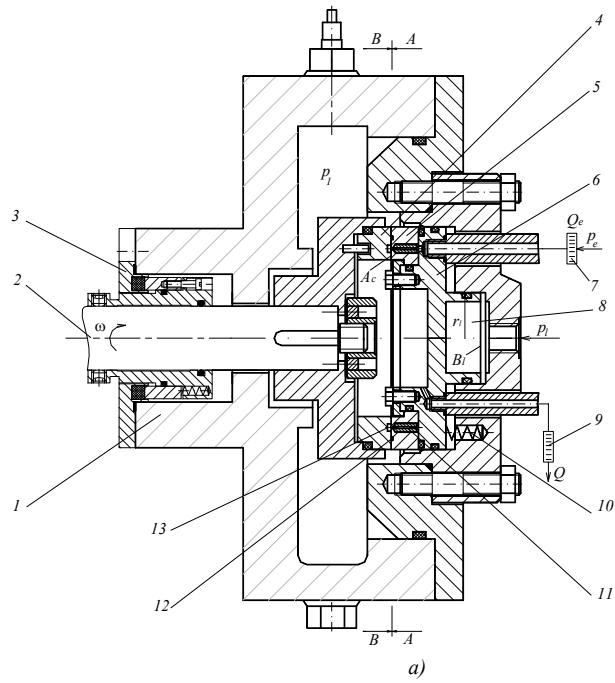
Вспомогательное торцовое уплотнение 3 служит для герметизации вала установки 2 в месте выхода его из корпуса 1.

Особенностью конструкции испытываемого уплотнения (рис. 1 а, б) является то, что на вращающемся кольце 4 выполнены замкнутые камеры 13, а на аксиально-подвижном невращающемся опорном кольце 5, на радиусе расположения камер r_2 выполнены дроссельные подводящие каналы (питатели) 11, которые периодически при вращении вала запитывают камеры и подводят в пару трения затворную среду с давлением P_e . Для предотвращения возможных прорывов уплотняемой среды наружу в моменты, когда минимальное давление в камерах становится ниже уплотняемого и для обеспечения гарантированного запирания уплотняемой среды затворным давлением на опорном кольце 5 дополнительно выполнена буферная кольцевая канавка 12.

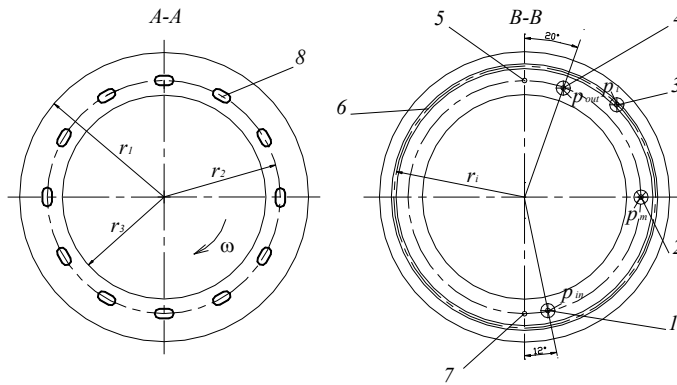
Уплотнение имеет два питателя и 12 камер. Частота вращения вала в экспериментах плавно увеличивается до 3000 об/мин, уплотняемое давление - до 0,4 МПа, затворное давление - до 0,6 МПа. Рабочая среда - вода.

Расход Q_e запирающей среды и внешние протечки Q измеряются ротаметрами 7 и 9, внутренние протечки в уплотняемую полость определяются как разность $Q_e - Q$ (рис. 1 а).

Давления среды в зазоре уплотнения на среднем радиусе r_2 расположения камер 8 на окружном пояске между питателями 5, 7, а также в буферной канавке 6 регистрируются четырьмя пьезодатчиками давления 1, 2, 3, 4, установленными в опорном кольце (рис. 1 б).



a)



b)

Рисунок 1 – Разрез экспериментальной установки (a) и торцовая пара с местами расположения датчиков давления в опорном кольце (b)

На окружном пояске между питателями давление регистрируется в трех контрольных точках: сразу после запитки камеры питателем - давление p_{in} , в центре между питателями - давление p_m и перед следующей очередной запиткой – давление p_{out} . Таким образом, за один оборот каждый из трех датчиков фиксирует прохождение всех камер, т.е. фиксирует изменение давления среды как в камерах, так и на межкамерных поясках. В результате может быть получено поле распределения давлений в зазоре затворного импульсного уплотнения. Интегральная величина зазора оценивается по величине внешних протечек в уплотнении.

При испытаниях исследовалось влияние разности запирающего и уплотняемого давлений $\delta p = p_e - p_1$, частоты вращения вала ω , величины коэффициента нагрузки k_p и проводимости подводящего трубчатого дросселя g_e на работоспособность уплотнения.

На рис.2 приведены типовые осциллограммы изменения давлений p_{in} , p_m и p_{out} на среднем радиусе r_2 расположения камер на окружном пояске между питателями во времени. За один оборот датчики фиксируют 12 импульсов давления, что соответствует числу камер. Причем максимальные значения импульсов давлений соответствуют давлениям в камерах, а минимальные значения импульсов давлений - давлениям на межкамерном пояске. Из рисунка видно, что имеется существенная разница между давлениями в камерах и на межкамерных промежутках сразу после запитки камер питателем. По мере того как из камер вытекает затворная среда, амплитуда изменения давлений значительно уменьшается.

Сравнение величин средних давлений \bar{p}_{in} , \bar{p}_m и \bar{p}_{out} показывает, что давление затворной среды на разгрузочном пояске расположения камер распределяется неравномерно. При этом величина осредненного давления \bar{p}_2 на этом пояске может быть несколько больше, чем давление p_m . Это объясняется более резким падением давления как в камерах, так и на межкамерных поясках сразу после запитки питателем. Давление в буферной канавке p_i при этом больше давления p_m и уплотняемая среда гарантированно запирается. Кроме того, из рисунка видно, что измеряемые давления несколько изменяются при вращении вала. Такие колебания обусловлены неизбежными монтажными перекосами колец.

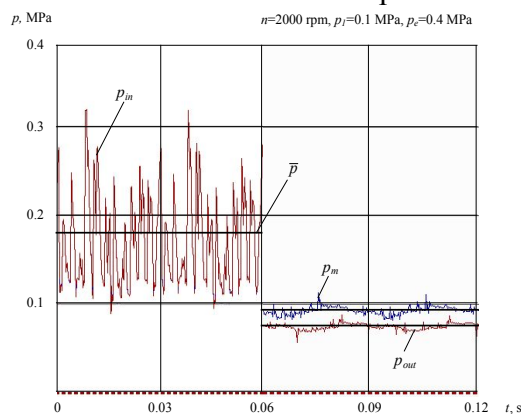


Рисунок 2 – Осциллограммы изменения давления на окружном пояске расположения камер во времени

Из рис. 3, 4 видно, что давление в буферной канавке p_i и давление в центре между питателями p_m увеличиваются при увеличении частоты вращения вала ω и уменьшении разности давлений $\delta p = p_e - p_1$. Таким образом, при достижении определенной частоты вращения вала и перепада давлений δp давление p_m становится больше p_i и равняется \bar{p}_2 . В первом случае с увеличением частоты вала уменьшается время между двумя очередными запитками и падение давления в камере приближается к линейному. Во втором случае за счет уменьшения перепада давлений δp уменьшаются зазор и протечка через уплотнение, а

также повышается гидростатическая жесткость уплотнения.

С увеличением коэффициента нагрузки K_p давление p_m также увеличивается, при этом несколько уменьшаются протечки затворной среды.

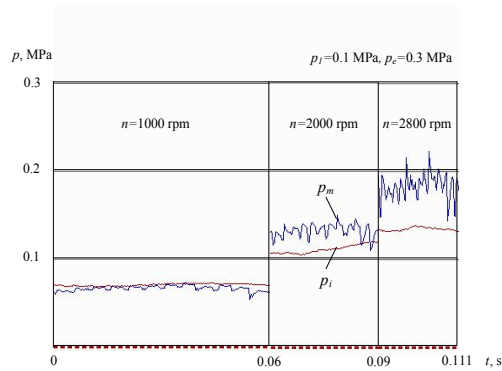


Рисунок 3 – Осциллограммы давлений в зависимости от частоты вращения

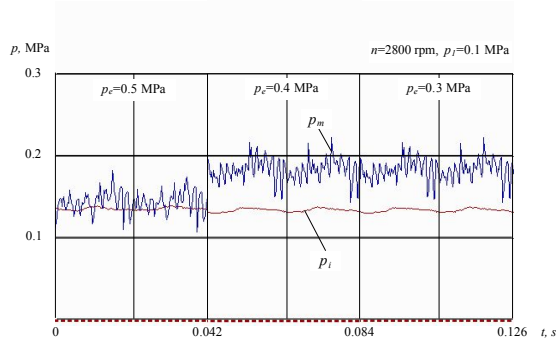


Рисунок 4 – Осциллограммы давлений в зависимости от изменения давления затворной среды

На рис.5 показаны осциллограммы изменения давления p_m в зависимости от давления уплотняемой среды p_1 при одинаковом перепаде давлений δp . Из рисунка видно, что давление p_m больше уплотняемого давления p_1 и приближенно равняется осредненному давлению на разгрузочном пояске \bar{p}_2 , рассчитанному теоретически.

Расходные характеристики затворного импульсного уплотнения показаны на рис. 6. При увеличении разницы давлений δp и частоты вращения вала ω за счет увеличения осредненного давления \bar{p}_2 на разгрузочном пояске и зазора протечки в уплотнении несколько увеличиваются.

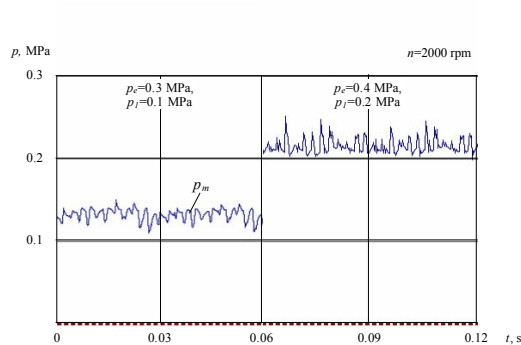


Рисунок 5 – Осциллограммы давлений в зависимости от изменения давления уплотняемой среды

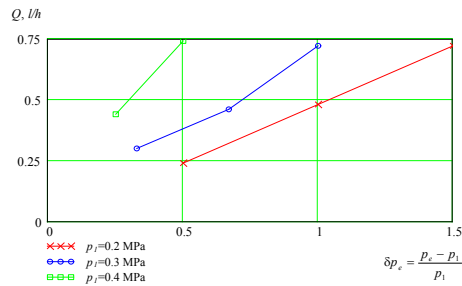


Рисунок 6 – Зависимость расхода от давлений

На рис. 7 а, б показана конструкция затворного импульсного уплотнения для вертикального центробежного насоса, перекачивающего расплав циркония при температуре до 600°C (диаметр вала под уплотнение – 95 мм, частота вращения вала $n=1470$ об/мин, давление перед уплотнением – 0,1–0,15 МПа), которая была испытана на экспериментальном стенде. В качестве упругого элемента в конструкции уплотнения используется сварной металлический сильфон 1. Пара трения с кольцами 2 и 3 содержит 24 камеры и 2 питателя. Расходные характеристики этого уплотнения представлены на рис. 8. Уменьшение уровня протечек объясняется меньшей проводимостью подводящего дросселя.

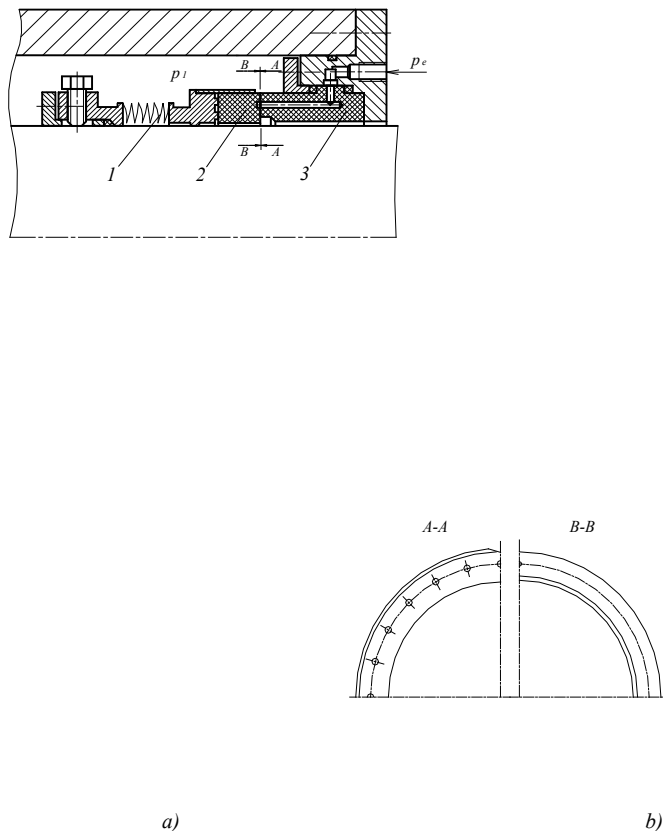


Рисунок 7 – Конструкция затворного импульсного уплотнения для центробежного насоса, перекачивающего расплав циркония

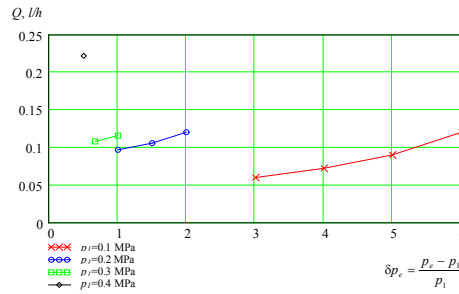


Рисунок 8 – Зависимость расхода от давлений

3 ОЦЕНКА ТОЧНОСТИ ТЕОРЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА

Анализ основных теоретических зависимостей, приведенных в работах [6,7], показывает, что двухступенчатое импульсное уплотнение с дроссельным питателем является системой автоматического регулирования зазора и фактически выполняет функцию регулятора перепада давления. Так, анализ уравнения равновесия $F_e + F_k = F_s$ показывает, что для поддержания постоянного перепада давлений Δp между уплотняемым p_1 и осредненным давлениями на разгрузочном пояске камер \bar{p}_2 ($\Delta p = p_1 - \bar{p}_2$) необходимо, чтобы внешняя сила давления уплотняемой среды F_e уравновешивалась той частью силы давления в зазоре F_s , которая соответствует площади эпюры 1, а сила предварительного сжатия пружин F_k олжна уравновешиваться силой давления соответствующей площади эпюры 2 (рис. 9). Величина коэффициента нагрузки k и усилие от пружин F_k в этом случае определяются следующими соотношениями:

$$k = \frac{A_1 + A_2 + 0,5A_3}{A_c}, \quad F_k = \Delta p(0,5A_1 + A_2 + 0,5A_3),$$

где $A_c = A_1 + A_2 + A_3$ - площадь контактной поверхности колец уплотнения.

Сила сжатия пружин является, по существу, внешней настройкой регулятора перепада давления. Работа уплотнения как регулятора перепада давления осуществляется следующим образом (рис. 9): так, при постоянном давлении затворной среды $p_e > \bar{p}_2$ повышение давления уплотняемой среды p_1 вызовет некоторое уменьшение зазора h и приведет к увеличению силы, раскрывающей торцовый стык F_s , за счет увеличения давления $p'_e < p_e$ на выходе из подводящего дросселя, при этом минимальное давление в камере p_{2min} также повысится и восстановится равновесие сил, действующих на аксиально подвижное кольцо, обеспечивая заданное значение перепада давлений Δp . Повышение давления затворной среды p_e при неизменном уплотняемом давлении p_1 приведет к увеличению силы давления в зазоре F_s и вызовет незначительное повышение давления на выходе из дросселя p'_e за счет увеличения величины зазора h при сохранении постоянного значения осредненного давления на разгрузочном пояске камер \bar{p}_2 . Таким образом, перепад давлений Δp определяется внешней нагрузкой и обеспечивается зависимостью давления на выходе из подводящего дросселя p'_e и минимального давления в камере p_{2min} от величины зазора h .

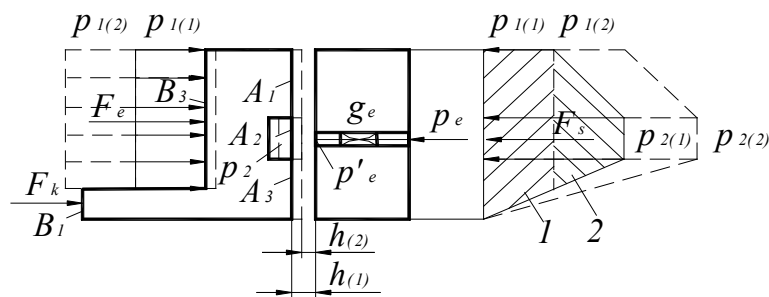


Рисунок 9 - Эпюры давления на торцовых поверхностях аксиально подвижного кольца

Теоретический анализ был проведен для двух конструкций уплотнений, испытанных в экспериментах и отличающихся, прежде всего, проводимостью подводящих дросселей.

Геометрические размеры первого уплотнения в (мм):

$$r_1 = 61 \text{ мм}, r_2 = 49 \text{ мм}, r_3 = 43 \text{ мм}, r_i = 51 \text{ мм}, b_i = 2 \text{ мм}, n_c = 12, l_c = 8 \text{ мм}, b_c = 4 \text{ мм}, h_c = 2,5 \text{ мм}, n_e = 2, l_e = 15 \text{ мм}, r_{e1} = 0,15 \text{ мм}.$$

Геометрические размеры второго уплотнения в (мм):

$$r_1 = 64 \text{ мм}, r_2 = 59 \text{ мм}, r_3 = 54 \text{ мм}, n_c = 24, l_c = 3 \text{ мм}, b_c = 3 \text{ мм}, h_c = 0,5 \text{ мм}, n_e = 2, l_e = 15 \text{ мм}, r_{e2} = 0,05 \text{ мм}.$$

Номинальные режимные параметры: $p_n = 0,4$ МПа, $p_1 = 0,2$ МПа, $p_e = 0,4$ МПа, $p_3 = 0$ МПа, $\omega_n = 150 \text{ с}^{-1}$, $\mu = 10^{-3}$ Па·с, $E = 2,2 \cdot 10^9$ Па, усилие от пружин $F_k = 100$ Н, рабочая среда – вода.

На рис. 10 приведена статическая характеристика, зависимость безразмерного торцового зазора u от перепада давлений $\delta\psi = \delta p / p_n$ для четырех значений уплотняемого давления: $\psi_1 = p_1 / p_n = 0,25, 0,5, 0,75, 1$. Из характеристики видно, что в диапазоне давлений $0,25 \leq \psi_1 \leq 1$ безразмерный зазор изменяется в допустимых пределах $0,6 \leq u \leq 1,4$. Величина зазора увеличивается при увеличении $\delta\psi$ и при уменьшении ψ_1 . Статическая характеристика построена для двух уплотнений при разных значениях базового зазора $u_1 = 5$ мкм и $u_2 = 3$ мкм.

Расходы на номинальном режиме для первого уплотнения:

$$Q_1 = 0,083 \text{ л/ч}, Q_3 = 0,697 \text{ л/ч}.$$

$$Q_1 = 0,021 \text{ л/ч}, Q_3 = 0,132 \text{ л/ч}.$$

Погрешность в определении расходов в уплотнении не превышает 20 %.

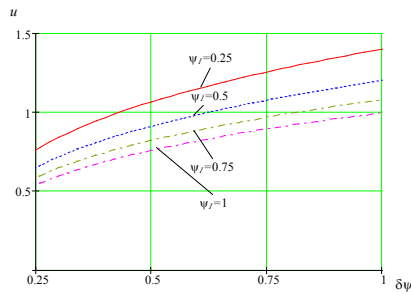
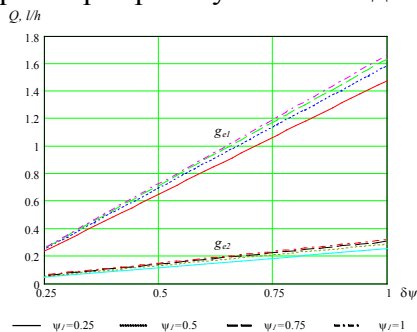


Рисунок 10 – Зависимость зазора от давлений

Влияние проводимости дросселя G_e показано на рис. 11, 12. На рис. 11 приведены расходные характеристики уплотнений, которые показывают, что при уменьшении проводимости дросселя значительно уменьшаются зазор и протечки в уплотнении. Сравнение экспериментальных (рис. 6,8) и теоретических (рис. 11) расходных характеристик исследуемых уплотнений показало удовлетворительное совпадение. На рис. 12 показано изменение максимального и минимального давлений в камере при разной проводимости дросселя G_e . Применение подводящих дросселирующих каналов достаточно малого диаметра ($d_e \leq 0,1$ мм) приводит к тому, что давление на выходе из дросселя, т.е. давление запитки камеры P_e' , становится заметно меньше затворного давления P_e . Несмотря на это минимальное давление в камере P_{2min} всегда меньше уплотняемого давления P_1 . Это объясняется довольно низким значением осредненного давления на разгрузочном пояске \bar{P}_2 , которое незначительно превышает уплотняемое давление P_1 . Поэтому при конструировании затворных импульсных уплотнений необходимо так выбирать геометрию пары трения и внешнюю нагрузку, чтобы минимальное давление в камере было выше уплотняемого давления во всем диапазоне рабочих параметров. Кроме этого, для обеспечения гарантированного запирания уплотняемой среды затворным давлением необходимо на одном из колец пары трения выполнять буферную канавку. Эти мероприятия значительно расширят рабочую область данной конструкции уплотнения.



4 ЗАКЛЮЧЕНИЕ И ВЫВОДЫ

В работе проведено сравнение основных теоретических результатов с экспериментальными данными. Полученные экспериментальные результаты позволили достаточно полно представить механизм работы затворного импульсного уплотнения и подтвердить основные теоретические положения. Успешно прошла испытания конструкция затворного импульсного уплотнения для центробежного насоса, перекачивающего расплав циркония.

На основании проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1 Рассмотренная в работах [6,7] методика расчета удовлетворительно описывает процессы, происходящие в затворном импульсном уплотнении. Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют выдать практические рекомендации по расчету и конструированию надежных и герметичных конструкций затворных импульсных уплотнений с саморегулируемым зазором.

2 При правильном выборе геометрии уплотнения, величины внешней нагрузки, количества камер и подводящих дросселирующих каналов для номинального перепада давлений и частоты вращения вала основные теоретические положения достаточно хорошо согласуются с экспериментом. В этом случае давление в центре между питателями P_m приближенно равняется осредненному давлению \bar{P}_2 . Этим подтверждается допущение о том, что давление на разгрузочном пояске изменяется по линейному закону.

3 В исследуемом уплотнении наблюдается саморегулирование торцового зазора. С увеличением оборотов и при уменьшении перепада давлений увеличивается жесткость жидкостной пленки уплотнения. Кроме этого, само уплотнение фактически выполняет функцию регулятора перепада давления, т.е. поддерживает заданный внешней нагрузкой от уплотняемого давления и пружин перепад давлений между осредненным давлением на разгрузочном пояске камер и давлением уплотняемой среды.

4 Применение дроссельных питателей и буферной канавки обеспечивает гарантированное запираение уплотняемой среды, уменьшение протечек и расширение рабочей области уплотнения. Обеспечивается стабильная работа уплотнения в широком диапазоне рабочих параметров при минимальных зазорах и протечках. Несмотря на это применение трубчатых дросселей в конструкциях затворных импульсных уплотнений является нецелесообразным из-за их засоряемости. Это необходимо учитывать в дальнейшем при разработке и проектировании новых конструкций уплотнений.

5 Для более глубокого понимания рабочих процессов, происходящих в торцовой паре затворного импульсного уплотнения и повышения точности расчетов, необходимо решение уравнений гидродинамики с учетом характера истечения затворной среды из дросселя и окружающих течений.

SUMMARY

The paper presents description of the experimental rig and results of experimental investigation of double-stage face impulse seals with a coaxial arrangement of stages. The obtained experimental results have allowed to understand better the working mechanism of the buffer impulse seal and to confirm the main theoretical statements.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник / Под общ. ред. А.И. Голубева, Л.А. Кондакова. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
2. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. - М.: Машиностроение, 1980. - 200 с.
3. Пат. 6076830 США, МКИ F 16 J 15/34. Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces; Заявл. 26.01.98, Опубл. 2000.
4. Марцинковский В.А., Ворона П.Н. Насосы атомных электростанций. -М.: Энергоатомиздат, 1987.- 256 с.
5. Пат. 2159374 России, МКИ F 16 J 15/34. Затворное торцовое уплотнение; Заявл. 10.01.99; Опубл. 20.11.2000. – 10 с.
6. В.А. Марцинковский, Я.З. Гафт, Ч. Кундера. Расчет и проектирование торцовых уплотнений с саморегулируемым зазором // Вісник ТУ Поділля. - 2003. - №6.- Ч.1. - Т2. - С. 47-54.
7. Wladimir A. Marcinkowski, Czeslaw Kundera, Jakov Gaft. Statyczne i dynamiczne charakterystyki zamykajacego uszczelnienia impulsowego // X Konferencja miedzynarodowa, Uszczelnienia i technika uszczelniania maszyn i urzadzen. – Wroclaw (Polska). – 2004. - S. 17-24.

Поступила в редакцию 6 октября 2004г.