

*Представлені методика аналітичного розрахунку і результати числових та експериментальних досліджень конструкції двоступеневого торцевого імпульсного ущільнення з дискретним підведенням. Ця проста і компактна конструкція більш надійна в порівнянні з традиційними конструкціями газових ущільнень. Порівняння теоретичних статичних і витратних характеристик з результатами експерименту дає співпадання в межах 5 %*

*Ключові слова: затворне імпульсне ущільнення, експериментальні дослідження, статичні та витратні характеристики, моделювання, насос*

*Представлены методика аналитического расчета и результаты численных и экспериментальных исследований конструкции двухступенчатого торцевого импульсного уплотнения с дискретным подводом. Эта простая и компактная конструкция более надежна по сравнению с традиционными конструкциями газовых уплотнений. Сравнение теоретических статических и расходных характеристик с результатами эксперимента дает совпадение в пределах 5 %*

*Ключевые слова: затворное импульсное уплотнение, экспериментальные исследования, статические и расходные характеристики, моделирование, насос*

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОРЦОВЫХ ЗАТВОРНЫХ ИМПУЛЬСНЫХ УПЛОТНЕНИЙ С ДИСКРЕТНЫМ ПОДВОДОМ

**А. В. Загорулько**

Кандидат технических наук, доцент  
Кафедра общей механики и динамики машин  
Сумской государственной университет  
ул. Римско-Корсакова, 2, г. Сумы, Украина, 40007  
E-mail: anzagorulko@omdm.sumdu.edu.ua

## 1. Введение

Двухступенчатые бесконтактные торцовые уплотнения на газовой и жидкостной смазке в последнее время получают все большее применение в химических насосах и аппаратах. Наиболее перспективными среди них являются конструкции уплотнений с радиальным расположением ступеней, которые выполнены на одной общей паре трения, поскольку это значительно упрощает конструкцию уплотнительного узла. Основной функцией двухступенчатых бесконтактных торцовых уплотнений является создание гарантированного запирающего перекачиваемой агрессивной, токсичной, взрывопожароопасной жидкости и поддержание гарантированного зазора в паре трения при допустимом уровне протечек во всем рабочем диапазоне параметров.

Уплотнительные фирмы, имеющие в своей номенклатуре изделий конструкции двухступенчатых уплотнений, в качестве ступеней таких уплотнений, как правило, применяют торцовые пары газодинамических уплотнений со спиральными канавками. Несмотря на это, существует достаточно более удачная альтернатива уплотнениям со спиральными канавками – это уплотнения с импульсным уравновешиванием пары трения, которые значительно более просты в изготовлении и экономически выгодны. В качестве запирающей среды в конструкциях двухступенчатых импульсных уплотнений может использоваться как жидкость, так и газ. Поэтому разработка и исследование новой конструкции торцевого затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом, обеспечивающей

необходимую надежность и герметичность уплотнительного узла, является актуальной задачей.

## 2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

Анализ литературных источников показал, что в ряде работ описываются конструкции бесконтактных двойных торцовых жидкостных и газовых уплотнений с коаксиальным расположением ступеней и со встроенным регулятором перепада давлений [1, 2]; принцип работы [3, 4], методики расчета и экспериментальных исследований одинарных газовых бесконтактных торцовых уплотнений с газодинамическими канавками для насосов и компрессоров [5, 6]. Бесконтактная работа таких уплотнений обеспечивается за счет выполнения на одной из уплотняющих поверхностей микроразрывов различной формы, глубина которых соизмерима с величиной торцевого зазора в несколько микрометров, требующих применения дорогостоящих прецизионных методов механической обработки колец торцовых уплотнений. Кроме того, существующие методики их расчета, как правило, основаны на численном решении уравнений течения жидкости или газа и отсутствуют простые аналитические зависимости для расчета статических и расходных характеристик, позволяющие на этапе проектирования оценить геометрию уплотнительного узла.

Описаны методы повышения надежности торцовых уплотнений при помощи современных компьютерных

средств вычислительной гидрогазодинамики и механики твердого деформированного тела, основанных на численных методах конечных элементов и конечных объемов [7, 8].

При работе традиционной конструкции импульсного уплотнения зазор в торцевой паре поддерживается за счет изменения минимального давления в камерах [9, 10]. В конструкции затворного импульсного уплотнения сила давления запирающей среды воспринимается аксиально-подвижным кольцом. При увеличении давления запирающей среды зазор увеличивается. Поэтому требуется поддержание необходимого зазора при изменении соотношения между давлениями затворной и уплотняемой сред. Причем минимальное давление в камерах должно быть на всех режимах работы несколько больше уплотняемого давления для того, чтобы не допустить возможных прорывы уплотняемой среды наружу. Особенно это актуально, если пара трения уплотнения выполнена из недорогих мягких материалов, натир на рабочей поверхности одного из колец может привести к увеличению среднего зазора в паре трения, к уменьшению минимального давления в камерах и к потере герметичности уплотнения.

В конструкции торцевого затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом за счет запитки камер внутренними питателями величина протечки и зазор мало зависят от величины давлений запирающей и уплотняемой сред, что обеспечивает надежность уплотнительного узла в широком диапазоне рабочих параметров центробежного насоса.

### 3. Объект, цель и задачи исследования

Объект исследования – процесс герметизации торцевого затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом.

Цель исследования – теоретические и экспериментальные исследования механизма герметизации торцевого затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом.

Для достижения поставленной цели необходимо выполнить такие задачи:

- создание методики аналитического расчета, численного моделирования и экспериментальных исследований затворных торцевых импульсных уплотнений;
- определение величины протечек и поля давления в зазоре пары трения в зависимости от давлений уплотняемой и запирающей сред.

### 4. Конструкция затворного уплотнения с дискретным подводом запирающей среды

В существующих конструкциях затворных импульсных уплотнений [11] периодический впрыск запирающей среды в камеры, пробегающие мимо питателей, осуществляется через внешние дискретные дросселирующие каналы. Рассматриваемая конструкция отличается тем, что в ней внешние питатели заменены внутренними дросселями в виде открытых канавок, глубина которых на два-три порядка больше торцевого

уплотняющего зазора. Такие питатели не засоряются в процессе работы и проще в изготовлении по сравнению с капиллярами.

Один из возможных вариантов конструкции колец компактного затворного уплотнения с дискретным подводом запирающей среды показан на рис. 1. Запирающая среда (жидкость или газ) через подводящие каналы 1 (отверстия диаметром 1–3 мм), расположенные в неподвижном кольце 2, подводится в торцевой уплотняющий зазор на радиусе  $r_2$  расположения замкнутых камер 3. На вращающемся аксиально подвижном кольце на радиусе  $r_2$  выполнено несколько (2–4) дроссельных питателей 4 в форме канавок, глубиной 0,5–1 мм.

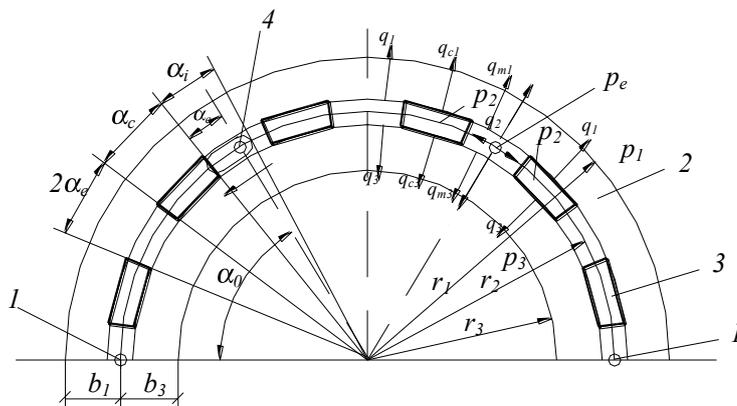


Рис. 1. Схема колец затворного уплотнения с дискретным подводом

В процессе вращения аксиально подвижного кольца каждый питатель 4 периодически, через время  $T = 2\pi/n_i\omega$  ( $n_i$  – число питателей,  $\omega$  – частота вращения ротора) соединяет одну из камер 3 с рядом расположенным с ней подводящим каналом 1. Время, в течение которого камера соединена с подводящим каналом (время запитки камеры),

$$t_1 = \Delta\alpha/\omega, \Delta\alpha = \alpha_i - \alpha_e, \tag{1}$$

где  $\alpha_i$  – угловая протяженность питателя;  $\alpha_e$  – угловое расстояние между камерой и ближайшим подводящим каналом.

От одного подводящего канала последовательно запитываются две смежные камеры. Расположение подводящих каналов на радиусе камер позволяет уменьшить общую ширину контактных торцевых поверхностей, а также уменьшить число этих каналов:  $n_e = n_c/2$ , где  $n_e$  – число подводящих каналов 1,  $n_c$  – число камер 3. Угловое расстояние между камерами  $2\alpha_e$ . Чтобы обеспечить запитку камер и, в то же время, сохранить их изолированность, угловая протяженность питателей должна удовлетворять условию  $\alpha_e < \alpha_i < 2\alpha_e$ .

### 5. Принцип работы саморегулируемого импульсного затворного уплотнения

За короткий промежуток времени  $t_1$ , в течение которого питатель соединяет камеру с подводящим каналом, текущее давление  $p_{2t}$  в камере скачкообразно повышается от  $p_{2min}$  до  $p_{2max}$  (рис. 2, а, б). В результате запирающая среда в камере сжимается, а объем сжатия

$$\Delta V = \frac{V_0}{E} (p_{2\min} - p_{2\max}) = -\frac{V_0}{E} (p_{2\max} - p_{2\min}). \quad (2)$$

Из условия сплошности за время  $t_2$ , когда камера изолирована от подводящего канала, объем  $\Delta V$ , заполнивший камеру во время сжатия, вытекает из камеры.

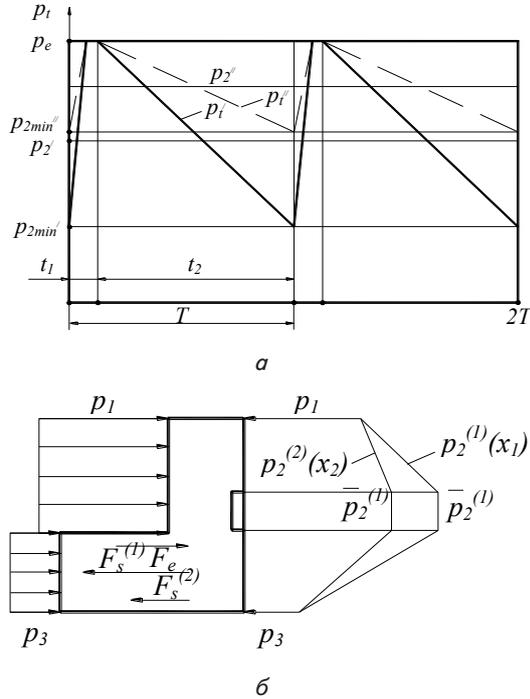


Рис. 2. Схема изменения давлений: а – в камере; б – в зазоре уплотнения

Соответствующие расходы сжатия и вытекания

$$q_{v1} = \Delta V/t_p, \quad q_{v2} = \Delta V/t_2.$$

В дальнейшем отрицательный знак расхода сжатия будем опускать, но при записи уравнения баланса расходов будем учитывать, что расход сжатия втекает в камеру. Чем меньше торцовый зазор между уплотняющими кольцами, тем меньше расход вытекания (и втекания) и тем больше минимальное давление в камере. При этом возрастает среднее за период между очередными впрысками давление  $p_2 = 0,5(p_{2\min} + p_{2\max})$  и, соответственно, осевая сила давления  $F_s$ , раскрывающая торцовый стык. В случае увеличения торцового зазора картина изменяется на обратную: сила  $F_s$  уменьшается.

Таким образом, между силой, увеличивающей зазор, и самим зазором существует отрицательная обратная связь, придающая уплотнению свойства статической системы автоматического регулирования. Торцовый зазор  $x$  – регулируемая величина, осевая сила  $F_s$  – регулирующее воздействие. Уплотняемое давление  $p$ , подводимое давление запирающей среды  $p_e$  и противодействие  $p_3$  вместе с частотой вращения ротора  $\omega$  являются внешними воздействиями. Последние могут изменяться в процессе работы уплотнения. В качестве задающих воздействий выступают коэффициент нагрузки  $k_p = B_1/A_c$ ,  $A_c = \pi(r_1^2 - r_3^2)$ ,  $B_1 = \pi(r_1^2 - r_2^2)$  (рис. 1) и усилие предварительного сжатия пружин  $F_k = k(\Delta + x)$ ,  $\Delta$  – предварительная деформация пружин,

$k$  – приведенный коэффициент жесткости пружин. Поскольку торцовый зазор  $x$  на несколько порядков меньше величины предварительной деформации пружин, в дальнейшем им будем пренебрегать по сравнению с  $\Delta$ .

Упрощенная структурная схема уплотнения, как системы автоматического регулирования, приведена на рис. 3.

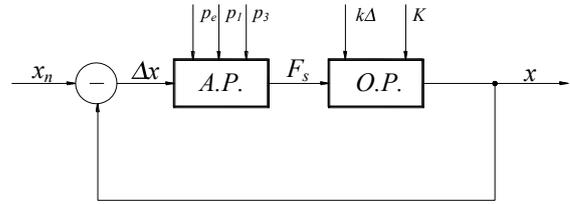


Рис. 3. Упрощенная структурная схема уплотнения, как системы автоматического регулирования

### 6. Запись упрощенного уравнения баланса расходов

На малом промежутке времени  $t_1$ , когда камера соединена с подводящим каналом, расход  $q_1$  запирающей среды через питатель поступает в камеру и далее вытекает через сектор  $\alpha_0$  внутреннего (в сторону уплотняемой полости) и внешнего (в сторону атмосферы) торцовых дросселей:

$$q_i = q_1 + q_3, \quad q_i = q_{v1}. \quad (3)$$

В течение времени  $t_2$  до очередного впрыска питатель изолирован от подводящих каналов. Запирающая среда растекается в смежные с подводами камеры ( $q_e$ ) и вместе с расходом расширения  $q_{v2}$  вытекает в уплотняемую полость и в атмосферу:

$$q_e + q_{v2} = q_1 + q_3. \quad (4)$$

За период  $T = t_1 + t_2$  между впрысками уравнение баланса расходов получим, суммируя (3) и (4):

$$q_e + q_1 + q_{v2} = 2(q_1 + q_3). \quad (5)$$

Для определения среднего давления в камерах  $p_2$  необходимо выразить расходы, входящие в уравнение (5), через соответствующие проводимости и перепады дросселируемого на них давления. Для этого нужно знать распределение давления по торцовому зазору. Задача определения поля давления сложна из-за нестационарности потока и из-за наличия дискретных точечных подводов (источников). Примерная картина изменения давления в камере показана на рис. 2, а, б осредненного во времени давления по окружности на радиусе  $r_2$  расположения камер – на рис. 4. По длине камеры давление почти постоянно, в области подвода оно повышается до  $p_e$ , а на перемычках несколько снижается.

В расчетах будем принимать, что давление на радиусе  $r_2$  постоянно и равно  $p_2$ . При этом составляющие расходы (5) можно представить в виде (рассматривается ламинарное течение):

$$q_e = 2g_e(p_e - p_2), q_i = g_i(p_e - p_2), q_1 = g_1(p_2 - p_1), q_3 = g_3(p_2 - p_3). \quad (6)$$

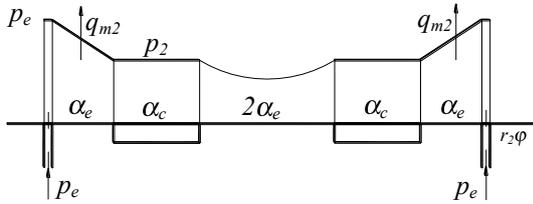


Рис. 4. Осредненное во времени давление по окружности на радиусе расположения камер

Расход расширения с учетом (1) и (2)

$$q_{v2} = \frac{V_0}{E} \cdot \frac{p_{2max} - p_{2min}}{t_2} = q_{v1} \frac{t_1}{t_2},$$

$$t_2 = T - t_1, \quad \frac{t_1}{t_2} = \frac{a}{1-a}, \quad a = \frac{n_i \Delta \alpha}{2\pi}. \quad (7)$$

Выразив  $p_{2min}$  через осредненное давление в камере  $p_2 = 0,5(p_{2min} + p_{2max})$ , и подставив его в (7), получим

$$q_{v1} = \frac{2V_0 \omega}{E \Delta \alpha} (p_{2max} - p_2) = g_{v1} (p_{2max} - p_2),$$

$$q_{v2} = g_{v2} (p_{2max} - p_2), \quad (8)$$

$$g_{v1} = \frac{2V_0 \omega}{E \Delta \alpha}, \quad g_{v2} = \frac{2V_0 \omega}{E \Delta \alpha} \cdot \frac{a}{1-a} = g_{v1} \frac{a}{1-a}. \quad (9)$$

Из второго равенства (3)  $p_{2max} = p_2 + (g_i/g_{v1})(p_e - p_2)$ , поэтому расходы сжатия и расширения (8)

$$q_{v1} = q_i = g_{v1}(p_e - p_2) = g_i(p_e - p_2), \quad g_{v1} = g_i,$$

$$q_{v2} = g_{v2}(p_e - p_2) = q_i \frac{a}{1-a}, \quad g_{v2} = g_i \frac{a}{1-a}. \quad (10)$$

Таким образом, в рассматриваемой конструкции расходы сжатия и расширения на основании второго равенства (3) равны или пропорциональны расходу через питатель. В результате, на осредненное давление в камерах и на регулирующее воздействие  $F_s$  не влияют объем камер, модуль упругости запирающей среды и частота вращения ротора, определяющие расходы сжатия и вытеснения. Такой вывод является следствием упрощений, введенных при записи уравнений баланса расходов.

### 7. Осредненное давление в камерах, регулирующее воздействие и коэффициент гидростатической жесткости

Подставив выражения расходов в уравнение (5), получим

$$q_{v1} = q_i = g_{v1}(p_e - p_2) = g_i(p_e - p_2), \quad g_{v1} = g_i,$$

$$q_{v2} = g_{v2}(p_e - p_2) = q_i \frac{a}{1-a}, \quad g_{v2} = g_i \frac{a}{1-a}.$$

Проводимости торцовых дросселей пропорциональны кубу зазора:  $g_e = u^3 g_{en}, g_i = u^3 g_{in}, g_3 = u^3 g_{3n}$ , где

$u = x/x_n$ ,  $x_n$  – желаемое (оптимальное) значение торцового зазора. Из последнего равенства с учетом введенных обозначений найдем осредненное давление в камерах:

$$p_2 = \frac{g_e p_e + u^3 (g_{en} p_e + g_{in} p_1 + g_{3n} p_3)}{g_e + u^3 g_n}, \quad (11)$$

для краткости обозначено

$$g_e = 0,5(g_i + g_{v2}) = 0,5g_i \frac{1}{1-a}, \quad g_n = g_{en} + g_{in} + g_{3n}.$$

Регулирующим воздействием является зависящая от зазора сила  $F_s$ , раскрывающая торцовый стык. Принимая, что давление  $p_2$  постоянно по окружности радиуса  $r_2$ , найдем

$$F_s = 0,5A_1(p_1 + p_2) + 0,5A_3(p_2 + p_3),$$

а после подстановки (11)

$$F_s = F_{sc} + 0,5A_c \frac{g_e p_e + u^3 (g_{en} p_e + g_{in} p_1 + g_{3n} p_3)}{g_e + u^3 g_n},$$

$$g_e = 0,5(g_i + g_{v2}) = 0,5g_i \frac{1}{1-a}. \quad (12)$$

Перейдем к безразмерным давлениям и силам:

$$\psi_e = \frac{p_e}{p_n}, \quad \psi_1 = \frac{p_1}{p_n}, \quad \psi_3 = \frac{p_3}{p_n}, \quad \phi_s = \frac{F_s}{0,5A_c p_n}, \quad (13)$$

где  $p_n$  – номинальное значение уплотняемого давления. Безразмерный коэффициент гидростатической жесткости уплотнения

$$\kappa = \frac{\partial \phi_s}{\partial u} = - \frac{3u^2}{[1 + \alpha_{nc} u^3]^2} [\alpha_{1c} (\psi_e - \psi_1) + \alpha_{3c} (\psi_e - \psi_3)], \quad (14)$$

$$\alpha_{nc} = g_n/g_c, \quad \alpha_{1c} = g_{in}/g_c, \quad \alpha_{3c} = g_{3n}/g_c.$$

Поскольку давление запирающей среды больше уплотняемого давления  $p_e > p_1 > p_3$ , то коэффициент жесткости отрицательный, что свидетельствует о статической устойчивости уплотнения, как системы автоматического регулирования.

Максимальному по модулю значению коэффициента жесткости соответствует минимальное отклонение торцового зазора от его оптимального значения в заданном диапазоне изменения внешних воздействий. Поэтому геометрические параметры следует выбирать так, чтобы модуль коэффициента жесткости был близок к максимальному значению. Найдем относительную проводимость  $\alpha_{nc}$ , при которой удовлетворяется условие  $|\kappa| = |\kappa|_{max}$ , приравнивая нулю производную:

$$\frac{\partial \kappa}{\partial \alpha_{cn}} = 0, \quad (\alpha_{cn})_{opt} = 0,5 \frac{1}{u^3}, \quad u = 1: (\alpha_{cn})_{opt} = 0,5$$

$$(g_c)_{opt} = 0,5g_n. \quad (15)$$

### 8. Вывод зависимости торцового зазора от уплотняемого и запирающего давлений

Статическую характеристику, т. е. зависимость торцового зазора от внешних воздействий, получим из

уравнения осевого равновесия аксиально подвижного кольца:  $F_s = F_e$ , где сила предварительного сжатия пружин и сила давления на тыльную поверхность кольца (рис. 1) имеет вид

$$F_e = k\Delta + B_1 p_1 + B_3 p_3. \quad (16)$$

Из равенства осевых сил (12) и (16) находим

$$F_e - F_{s0} = \Delta F = 0,5A_c \frac{p_e g_c - u^3 (g_{en} p_e + g_{in} p_1 + g_{3n} p_3)}{g_c + u^3 g_n},$$

а в безразмерном виде

$$\Delta\phi = \frac{\psi_e - u^3 (\alpha_{ec} \psi_e + \alpha_{1c} \psi_1 + \alpha_{3c} \psi_3)}{1 + u^3 \alpha_{nc}},$$

$$\Delta\phi = \frac{\Delta F}{0,5A_c p_n}, \chi = \frac{k\Delta}{0,5A_c p_n}, \alpha_{ec} = \frac{g_{en}}{g_c}. \quad (17)$$

Учитывая геометрическое соотношение  $B_3 = A_c - B_1$  (рис. 1), а также выражения (12) и (16), преобразуем  $\Delta\phi$ :

$$\Delta\phi = \chi + K\Delta\psi + \psi_3, \Delta\psi = \psi_1 - \psi_3, K = (2B_1 - A_1)/A_c, \quad (18)$$

где  $K$  представляет модифицированный коэффициент нагрузки.

Из уравнения равновесия (17) находим статическую характеристику

$$u = \left[ \alpha_{en} \frac{\psi_e - \Delta\phi}{\Delta\phi + \alpha_{en} \psi_e + \alpha_{1n} \psi_1 + \alpha_{3n} \psi_3} \right]^{1/3},$$

$$\alpha_{en} = g_{en}/g_n, \quad \alpha_{1n} = g_{1n}/g_n, \quad \alpha_{3n} = g_{3n}/g_n. \quad (19)$$

Формулы для вычисления проводимостей:

$$g_{1n} = \frac{\alpha_0 r_2 x_n^3}{12\mu b_1}, \quad g_{3n} = \frac{\alpha_0 r_3 x_n^3}{12\mu b_3}, \quad g_{en} = \frac{b_2 x_n^3}{12\mu \alpha_e r_2}, \quad g_i = \frac{\pi r_1^4}{8\mu \alpha_e r_2},$$

где  $b_2$  – ширина камер,  $r_1$ ,  $r_2$  – приведенный радиус питающей канавки и длина канала от подводящего отверстия до камеры.

Рабочая область уплотнения ограничивается положительными значениями зазора:

$$u > 0: \quad \psi_e > \Delta\phi, \quad p_e > 2\Delta F/A_c. \quad (20)$$

Прорыв уплотняемой среды в атмосферу можно предотвратить лишь при условии, что давление запирания больше уплотняемого давления:  $p_e = m p_1$ ,  $m > 1$ ;  $m = p_e/p_1$  – коэффициент кратности (аналог прокладочного коэффициента, используемого в расчетах уплотнений неподвижных соединений). Если ввести коэффициент кратности, то статическую характеристику с учетом (18) можно записать в виде

$$u^3 = \alpha_{cn} \frac{(m-K)\psi_1 - \chi - (1-K)\psi_3}{\chi + K\Delta\psi + \psi_3 + (\alpha_{en} m + \alpha_{1n})\psi_1 + \alpha_{3n}\psi_3}. \quad (21)$$

Последняя формула позволяет найти значение коэффициента кратности, при котором торцовый зазор равен своему оптимальному значению ( $x = x_n$ ,  $u = 1$ ). В этом случае из равенства числителя и знаменателя (21) следует

$$m_{opt} = \frac{1 + \alpha_{nc}}{1 - \alpha_{ec}} \cdot \frac{\chi + K\Delta\psi + \psi_3}{\psi_1} + \frac{\alpha_{1c}}{1 - \alpha_{ec}} \left( 1 + \alpha_{31} \frac{\psi_3}{\psi_1} \right),$$

$$\alpha_{31} = \frac{g_{3n}}{g_{1n}}. \quad (22)$$

Когда противодействие равно нулю ( $p_3 = \psi_3 = 0$ ), то формулы (21) и (22) несколько упрощаются:

$$u^3 = \alpha_{cn} \frac{(m-K)\psi_1 - \chi}{\chi + K\psi_1 + (\alpha_{en} m + \alpha_{1n})\psi_1}, \quad (23)$$

$$m_{opt} = \left( \frac{p_e}{p_1} \right)_{opt} = \frac{1 + \alpha_{nc}}{1 - \alpha_{ec}} \cdot \left( \frac{\chi}{\psi_1} + K + \frac{\alpha_{1c}}{1 + \alpha_{nc}} \right). \quad (24)$$

На основании (15) нужно принимать  $\alpha_{nc} = 0,5$ ;  $\alpha_{cn} = 2$ .

Если при изменении уплотняемого давления изменять давление запирающей среды так, чтобы коэффициент кратности удовлетворял равенствам (22) или (24), то уплотнение должно работать с торцовым зазором, близким к оптимальному.

## 9. Испытания затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом

Исследуемый узел и кольца пары трения затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом запирающей среды показаны на рис. 5. Затворная среда через питающие каналы 1, которые расположены в стационарном кольце 2, подается в уплотнительный торцовый зазор на радиусе расположения замкнутых камер 3. На вращающемся аксиально-подвижном кольце 6 выполнены несколько (2–8) питателей 7. Уплотнение исследовалось при следующих рабочих параметрах: частота вращения вала  $n = 1500$  об/мин, давление уплотняемой среды  $p_1 = 0,1 - 0,3$  МПа, перепад давлений  $d_p = p_e - p_1 = 0,05 - 0,1$  МПа. Рабочая среда – вода и воздух. Давление в камере и на межкамерном пояске регистрировалось пьезодатчиками давления 4 и 5, установленными в неподвижном кольце 7. Расход запирающей среды  $Q_e$  и внешние протечки  $Q$  измерялись ротаметрами РМ 0,25 ГУЗ. Наличие бесконтактного режима работы уплотнения контролировалось по показаниям датчика температуры.

Осциллограммы давлений (рис. 6, а, б) в торцовой паре затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом показывают, что амплитуда давления в камерах 3 (кривая 1) изменяется при изменении давления запирающей среды  $p_e$ . При этом давление на межкамерном пояске (кривая 2) может быть ниже уплотняемого давления  $p_1$ . Протечка запирающего воздуха  $Q_e$  также зависит от изменения уплотняемого давления  $p_1$  и перепада давлений между уплотняемой и запирающей средами  $\delta_p$  (рис. 7, а, б).

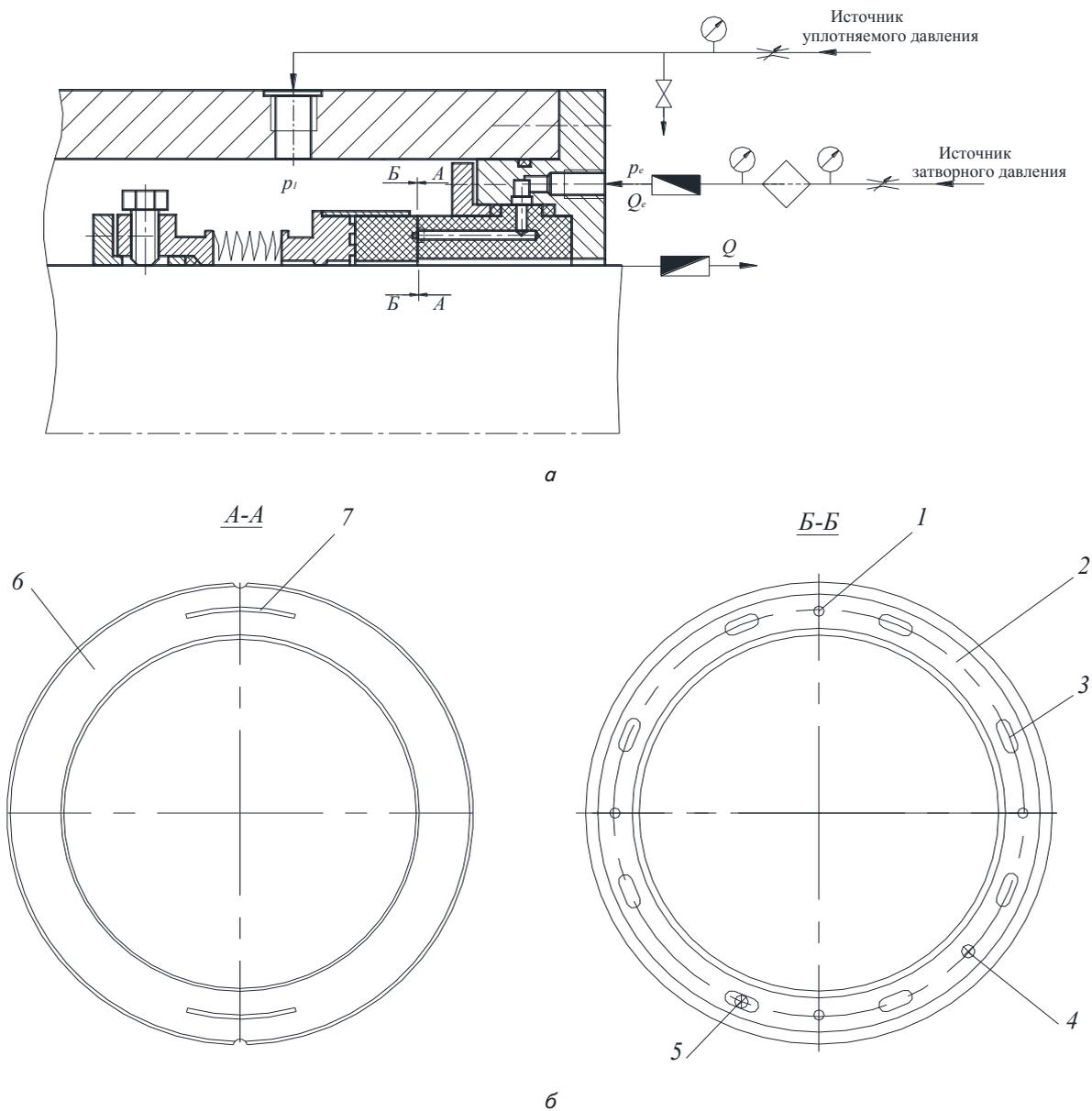


Рис. 5. Затворное импульсное уплотнение с дискретным подводом:  
 а – исследуемый уплотнительный узел; б – геометрия колец пары трения

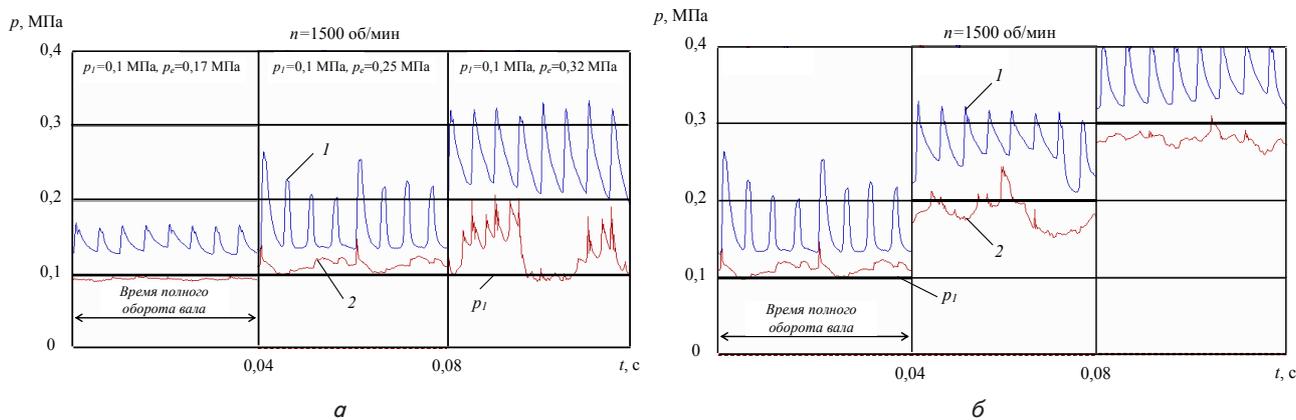


Рис. 6. Осциллограммы давлений в паре трения в зависимости:  
 а – от перепада давлений  $\delta p$ ; б – от уплотняемого давления  $p_1$

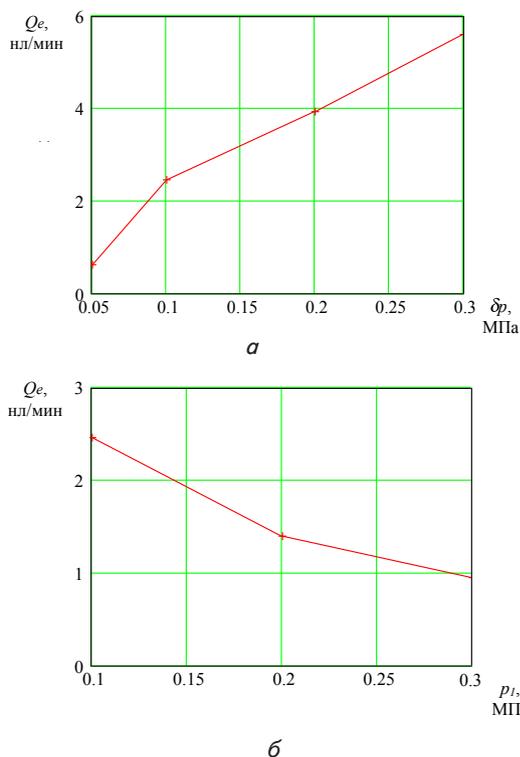


Рис. 7. Протечки запирающей среды в зависимости: а – от перепада давлений  $\delta p$ ; б – от уплотняемого давления  $p_1$

**10. Численное моделирование течения газа в зазоре затворного торцового импульсного уплотнения с дискретным подводом**

С использованием нестационарного интерфейса ротор-статор программного комплекса ANSYS CFX моделировался нестационарный поток газа в зазоре затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом. Расчеты были выполнены для одного полного оборота вала. Уплотняемая среда – воздух как идеальный газ. Учитывалась сжимаемость и тепловое состояние потока газа. Вычислительная сетка – 1,5 млн. ячеек. Частота вращения  $n=1500$  об/мин. Граничные условия: давление запирающей среды  $p_c=0,32$  МПа, давление на выходе из уплотнения – 0 МПа, давление уплотняемой среды  $p_1$  определялось по формуле:

$$p_1 = (F_s - F_k) / A_c,$$

где  $F_s$  – сила гидростатического давления в зазоре, определялась при расчете на каждой равновесной итерации;  $F_k$  – сила сжатия пружин;  $A_c$  – площадь торцовой пары.

На рис. 8, а, б показаны пульсации давления в камерах и на межкамерном пояске. С повышением зазора  $h$  в уплотнении с дискретным подводом от 3 до 10 мкм повышается амплитуда пульсаций давления в камерах от 0,032 до 0,12 МПа. В случае одинакового количества подводящих и питающих каналов сила давления в зазоре является также пульсирующей, зависит от положения подводящего канала.

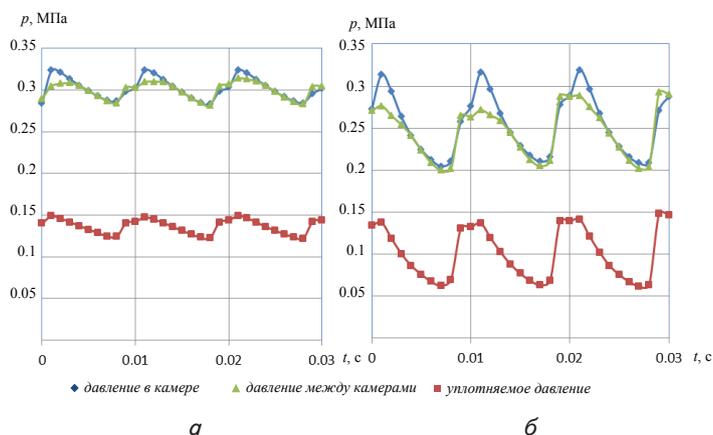


Рис. 8. Расчетные осциллограммы давлений в камере и между камерами при торцовом зазоре в уплотнении: а –  $h=3$  мкм; б –  $h=10$  мкм

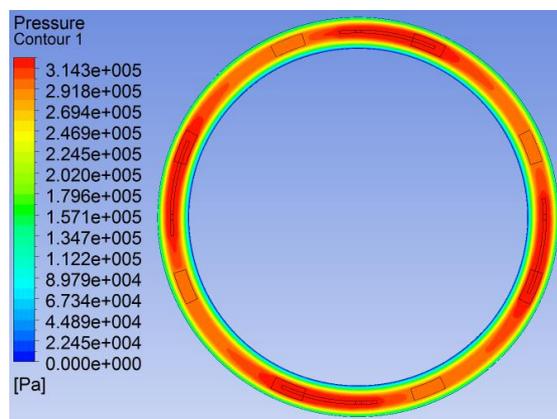


Рис. 9. Поле давления на торцовой поверхности затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом

Из результатов расчетов и экспериментов видно, что для конструкции торцового затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом разница давлений между запирающей и уплотняемой средами может быть увеличена. В этой конструкции уплотнения за счет вращения питающих каналов запирающая среда как бы «размазывается» по торцовой поверхности. Расчетная величина внешней протечки запирающей среды в атмосферу при зазоре в 3 мкм равняется 2,6 нл/мин и совпадает с экспериментальной величиной протечки затворного воздуха при уплотняемом давлении  $p_1=0,1$  МПа и перепаде давлений  $\delta p=0,2$  МПа. В целом разница между теоретическими и экспериментальными результатами по величине протечки и значениям пульсаций давлений в камерах и на межкамерном пояске находится в пределах 5 %.

Поле давления на торцовой поверхности колец затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом в момент запитки камер питателями показано на рис. 9.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований механизма герметизации затворного торцового импульсного уплотнения с дискретным подводом показали перспективность новой конструкции уплотнения. Зазор и протечка мало зависят от перепада давлений между уплотняемой и запирающей

средами. Для уменьшения этого влияния рекомендуется выполнять питающие каналы в виде дросселей.

В дальнейшем необходимо провести исследования газовых затворных торцовых импульсных уплотнений на более высокие параметры для центробежных компрессоров газоперекачивающих агрегатов и химических производств.

## 12. Выводы

Особенностью конструкции двухступенчатого затворного торцового импульсного уплотнения с дискретным подводом является то, что пара трения уплотнения разделена разгрузочными камерами в радиальном направлении на две ступени, внешние питатели заменены внутренними дросселями в виде открытых канавок, глубина которых на два-три порядка больше торцового уплотняющего зазора. Такие питатели не засоряются в процессе работы и проще в изготовлении по сравнению с капиллярами. Поэтому конструкция узла существенно упрощается, а ее размеры уменьшаются при сохранении необходимой надежности и герметичности.

Предложенная методика аналитического расчета удовлетворительно описывает процессы, происходящие в затворном импульсном уплотнении. Суть её состоит в том, что уплотнительный узел рассматривается как статическая система автоматического регулирования. На основе решения уравнений баланса расходов и баланса сил, действующих на аксиально-подвижное кольцо, получена статическая характеристика (зависимость торцового зазора от внешних воздействий) затворного торцового импульсного уплотнения с дискретным подводом. Получено удовлетворительное совпадение в пределах 5 % экспериментальных данных с результатами численного моделирования по величине протечки и значениям пульсаций давлений в камерах и на межкамерном пояске.

Результаты теоретических и экспериментальных исследований позволяют дать практические рекомендации по расчету геометрии торцового затворного импульсного уплотнения с дискретным подводом: количеству камер и питателей, объему камер, коэффициенту нагрузки, а также усилию предварительного сжатия пружин.

Для уменьшения утечек и зависимости зазора от величины запирающего давления рекомендуется питающие каналы выполнять в виде дросселей.

## Литература

1. Sattler, M. A new oil barrier seal for dry gas seals [Text] / M. Sattler // Sealing Technology. – 2009. – Vol. 2009, Issue 9. – P. 8–11. doi: 10.1016/s1350-4789(09)70495-7
2. Pat. 6076830 USA, F 16 J 15/34 [Text]. – Dual Non-Contacting Mechanical Face Seal Having Concentric Seal Faces.
3. Lebeck, A. O. Principle and design of mechanical face seals [Text] / A. O. Lebeck. – John Wiley & Sons Inc, New York, Chichester, Brisbane, Toronto and Singapore, 1991. – 553 p.
4. Tran, H. High-performance lift augmentation dynamic seals for turbine bearing compartments [Text] / H. Tran, P. Haselbacher // Sealing Technology. – 2004. – Vol. 2004, Issue 1. – P. 5–10. doi: 10.1016/s1350-4789(04)00187-4
5. Neuberger, S. Gas-lubricated mechanical face seals reduce CO2 emissions [Text] / S. Neuberger, E. Bock, W. Haas, K. Lang // Sealing Technology. – 2014. – Vol. 2014, Issue 9. – P. 8–12. doi: 10.1016/s1350-4789(14)70343-5
6. Wang, Y. Theoretical analyses and field applications of gas-film lubricated mechanical face seals with herringbone spiral grooves [Text] / Y. Wang, H. Yang, J. Wang, Y. Liu, H. Wang, X. Feng // Tribology Transactions. – 2009. – Vol. 52. – P. 800–806. doi: 10.1080/10402000903115445
7. Meck, K.-D. Improving mechanical seal reliability with advanced computational engineering tools, part 1: FEA [Text] / K.-D. Meck, G. Zhu // Sealing Technology. – 2008. – Vol. 2008, Issue 1. – P. 8–11. doi: 10.1016/s1350-4789(08)70023-0
8. Meck, K.-D. Improving mechanical seal reliability with advanced computational engineering tools, part 2: CFD and application examples [Text] / K.-D. Meck, G. Zhu // Sealing Technology. – 2008. – Vol. 2008, Issue 2. – P. 7–10. doi: 10.1016/s1350-4789(08)70120-x
9. Марцинковский, В. А. Бесконтактные уплотнения роторных машин [Текст] / В. А. Марцинковский. – М.: Машиностроение, 1980. – 200 с.
10. Марцинковский, В. А. Насосы атомных электростанций [Текст] / В. А. Марцинковский, П. Н. Ворона. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 256 с.
11. Gaft, J. Design and calculation of mechanical seals with self-adjusting clearance [Text] / J. Gaft, V. Martsinkovskyy, B. Gromyko, A. Zahorulko // Proc. XVII Int. Conf. on Fluid sealing, BHR Group, York, England, 2003. – P. 505–520.