



## О физическом моделировании лабиринтного уплотнения

В. Н. Бара<sup>1)</sup><sup>1)</sup> Сумский государственный университет, ул. Римского-Корсакова, 2, 40007, Сумы, Украина

## Article info:

Paper received:

3 April 2014

The final version of the paper received:

22 May 2014

Paper accepted online:

07 November 2014

## Correspondent Author's Address:

<sup>1)</sup> vadim2390@ya.ru

Проведен ряд специальных опытов по влиянию режимных и геометрических параметров на работу лабиринтного уплотнения: перепада уплотняемого давления, частоты вращения, радиального зазора и др., с учетом критериев моделирования лабиринтных уплотнений и масштабного фактора. Установлено наличие зависимости коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от частоты вращения вала и величины отношения давления перед и за уплотнением. Для обобщения предложено использование критериев  $Re$  и  $Eu$ , получены номограмма и критериальное уравнение для определения коэффициента расхода подобных уплотнений при различных режимных параметрах.

**Ключевые слова:** лабиринтное уплотнение, экспериментальный стенд, коэффициент расхода, критерии подобия, критериальное уравнение.

## 1. ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности турбомашин путем совершенствования элементов проточной части до сих пор остается актуальной задачей. Исследователи обращают все большее внимание на элементы микрогеометрии. Одними из существенных факторов являются внутренние протечки в зазорах между ротором и статором, обычно уплотняющиеся лабиринтными уплотнениями. Для их расчета широко используется упрощенная формула, предложенная много лет назад А. Стодолой, в которую вводятся экспериментальные коэффициенты, учитывающие тип уплотнения, размеры камер, форму гребешков и т. п. Однако эти данные получены на имитационных установках, обычно плоских, без учета формы кольцевого зазора, вращения вала, наличия закрутки потока на входе, влияния критериев моделирования [1–6 и др.]. Такой подход к расчету протечки через лабиринтные уплотнения используется вплоть до настоящего времени. Системные исследования таких уплотнений не проводились.

Не прекращаются поиски оптимальных форм и конструкций уплотнений. Сложность исследования лабиринтных уплотнений состоит в малых размерах кольцевых каналов, в которых происходит процесс дросселирования, сопровождающийся сложным вихреобразующим течением потока. Известно крайне ограниченное число работ, посвященных исследованию гидродинамики потока в лабиринтных уплотнениях, в основном носящих эмпирический характер, результаты которых не всегда согласуются между собой.

## 2. КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ

Несмотря на простоту конструкции и рабочего процесса в лабиринтном уплотнении, строгие методические основы физического моделирования уплотнений до сих пор не разработаны. В частности, не определены важнейшие критерии газодинамического подобия уплотнения. Исключением являются исследования уплотнений на различных средах (воздух, вода, наличие масла, азот высокого давления), проведенные во ВНИИкомпрессормаше [3, 4], позволившие получить обобщенную зависимость коэффициента расхода уплотнения от числа  $Re$  в широком диапазоне зазоров.

Весьма существенным является вопрос геометрического моделирования лабиринтных уплотнений. В расчетной практике используют рекомендации по выбору размеров гребней и камер без привязки к диаметру уплотнений, т. е. полное геометрическое подобие не выполняется. Очевидно, что имеет место влияние масштабного фактора, которое не изучено.

Кроме геометрического, основными критериями подобия при изучении течений газа в каналах являются числа  $M$ ,  $Re$  и  $Eu$ . Применительно к каналам сложной формы с неравномерным течением (что характерно для лабиринтного уплотнения) вычисление указанных критериев представляет определенные сложности и требует обоснования.

В качестве характерной скорости не может быть принята окружная скорость вала под уплотнением, т. к. она не имеет физического смысла при неподвижном вале, а уплотнение сохраняет работоспособность. Более представительна расходная скорость  $v_y$ . В общем случае представляется обоснованной абсолютная скорость

$$c_y = \sqrt{u_y^2 + v_y^2}, \quad (1)$$

где в качестве окружной скорости потока в зазоре принимается 0,5 окружной скорости поверхности вращающегося вала, т. е.

$$u_y = 0,5 \cdot u_a, \quad (2)$$

как это принято при расчетах течений в щелевых зазорах между вращающимися и неподвижными стенками, а расходная скорость определяется по величине протечки через зазор:

$$v_y = \frac{G_{np}}{\rho \cdot F}, \quad (3)$$

где  $F$  – площадь щели;  $\rho$  – средняя плотность.

Если представить лабиринтное уплотнение в виде последовательно установленных кольцевых отверстий с острыми кромками, то в качестве характерного размера логично принять гидравлический диаметр таких отверстий, равный

$$d_2 = D_{\text{вн}} - d_{\text{вал}} = 2\delta. \quad (4)$$

Критерий Эйлера в данном случае есть отношение перепада давления в уплотнении к динамическому напору потока. Таким образом, условия подобия течения в лабиринтном уплотнении описываются системой трех критериев:

$$M_y = \frac{c_y}{a^3}, \quad Re = \frac{c_y \cdot 2\delta}{\nu}, \quad E_u = \frac{\Delta p_y}{\rho \cdot c_y^2}. \quad (5)$$

Поскольку значения скорости потока в зазоре уплотнения при натуральных и опытных условиях обычно не велики ( $M \ll 1$ ), то влиянием критерия  $M$  можно пренебречь и коэффициент расхода уплотнения можно представить функцией  $\alpha = \alpha(Re, Eu)$ .

При испытаниях на стенде определяются действительные значения расхода протечки  $G$ , а отношение этого расхода к теоретическому вычисляемому по формуле Стодолы (7):

$$G_m = F \cdot \sqrt{\frac{1 - p/p_a}{z \cdot \rho} \cdot (p_a - p)}, \quad (6)$$

является искомым коэффициентом расхода уплотнения  $\alpha = G/G_m$ , в общем случае зависящим от геометрических формообразующих параметров и критериев подобия  $Re$  и  $Eu$ .

### 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ СТЕНД

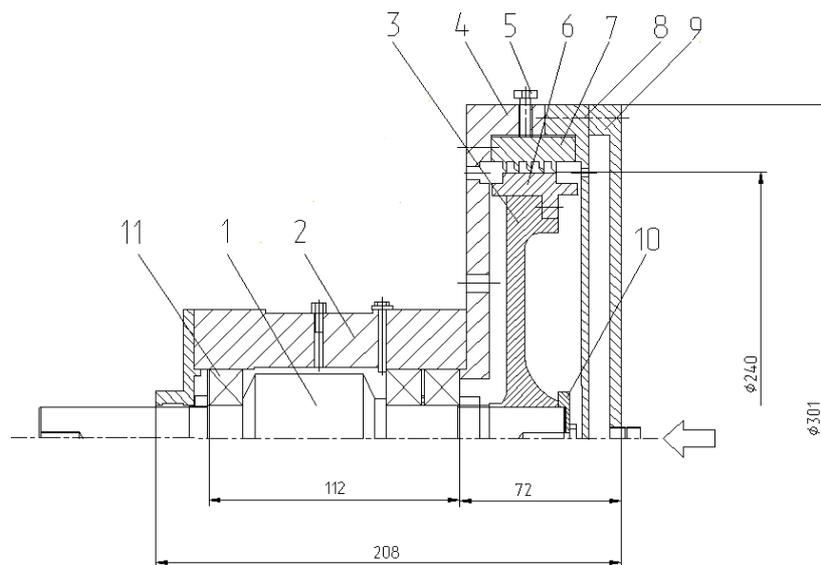
С целью получения экспериментальных данных для проверки влияния критериев моделирования был создан экспериментальный стенд.

Рабочая среда – воздух. Стенд состоит из установленных на раме узла привода и испытательной головки, щита водяных манометров, компрессора с ресивером.

При разработке стенда были учтены следующие требования и возможности, максимально приближенные к реальным условиям:

- изменение частоты вращения (от 0 до 11 262 об/мин.);
- изменение уплотняемого перепада;
- изменение радиального зазора;
- возможность получения распределения давлений по длине и окружности уплотнения;
- изменение закрутки потока на входе в уплотнение;
- исследование уплотнений с различным значением масштабного фактора.

Рабочая часть и общий вид разработанной экспериментальной установки представлены на рисунках 1 и 2.



**Рис. 1.** Поперечное сечение испытательной головки стенда: 1 – вал; 2 – блок подшипников; 3 – диск; 4 – корпус; 5 – регулировочный болт; 6 – роторная часть уплотнения; 7 – статорная часть уплотнения; 8 – передний фланец; 9 – задний фланец; 10 – фиксирующая шайба; 11 – подшипник

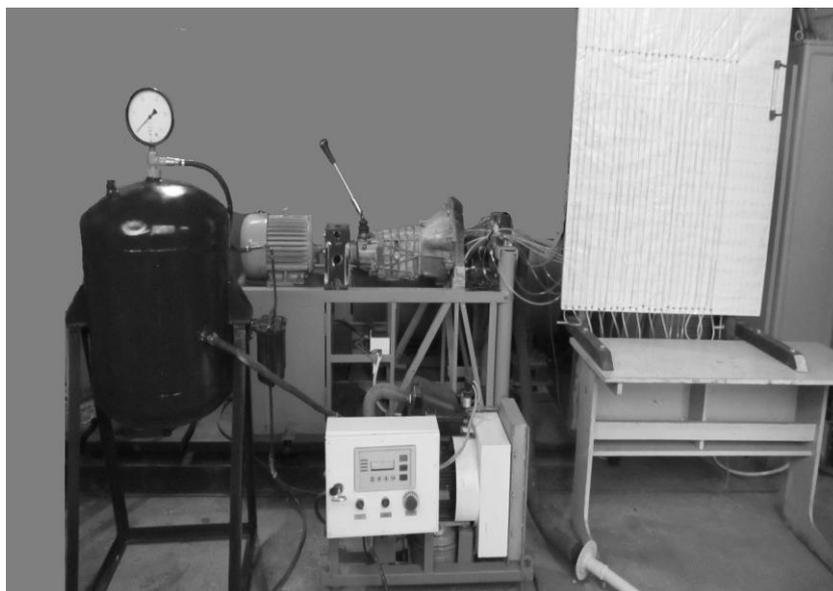


Рис. 2. Экспериментальный стенд

Воздух от компрессора нагнетается в ресивер, затем в фильтр тонкой очистки, после которого через штуцер во фланце испытательной головки попадает в расширительную камеру, из неё через отверстия в переднем фланце проникает непосредственно в лабиринтное уплотнение, где происходит процесс дросселирования, и выходит через выходные отверстия в корпусе.

Положение измерительных сечений показано на схеме (рис. 3).

Величина расхода через уплотнение определялась посредством ротационного газового счетчика типа РГ, установленного на подводящем трубопроводе. Пределы допускаемой относительной погрешности которого составляют 1 %, что соответствует 0,000136 кг/с для РГ-40 и 0,00085 кг/с для РГ-250.

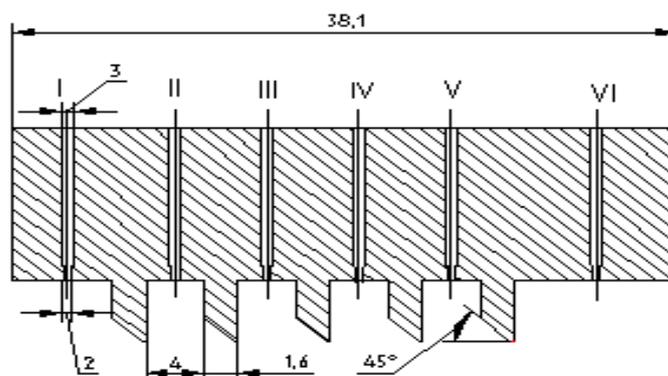


Рис. 3. Расположение измерительных сечений в уплотнении

Параллельно с опытами проводилось определение расчетных характеристик уплотнений, для чего была разработана методика численного моделирования уплотнений в среде Flow Vision.

В качестве исходного исследуемого уплотнения принято лабиринтное уплотнение с гладким валом покрывного диска серийного газоперекачивающего агрегата-нагнетателя ГПЦ-16 с натурными размерами. Уплотнение состоит из пяти гребней (рис. 3), установленных с шагом 5,6 мм. Величины радиальных зазоров под гребнями принималась равными 0,225 и 0,35 мм. Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров  $P_1/P_2 = 1,05 - 1,21$ . Частота вращения вала изменялась ступенчато от 0 до 7000 об/мин.

#### 4. РЕЗУЛЬТАТЫ

Были проведены серии опытов по исследованию влияния различных геометрических и режимных параметров на характеристики уплотнения. Ниже представлены некоторые основные экспериментальные данные по влиянию тех параметров, которые ранее не брались во внимание в предположении их незначительного влияния на величину утечки.

Возникает вопрос о возможном влиянии наличия вращения вала уплотнения на величину утечки, т. к. в этом случае появляется окружная составляющая скорости потока в зазоре, которая может повлиять на его герметичность.

На рисунке 4 приведены значения протечек через уплотнение в зависимости от частоты вращения

вала при различных перепадах давлений при двух значениях зазоров ( $S = 0,225$  и  $0,35$  мм). Как видно, имеет место зависимость расхода от частоты вращения, но характер зависимости изменяется с изменением уплотняемого давления и имеет устойчивую

тенденцию к некоторому повышению расхода при средних значениях частоты вращения, достигаемому 15 %, что весьма существенно.

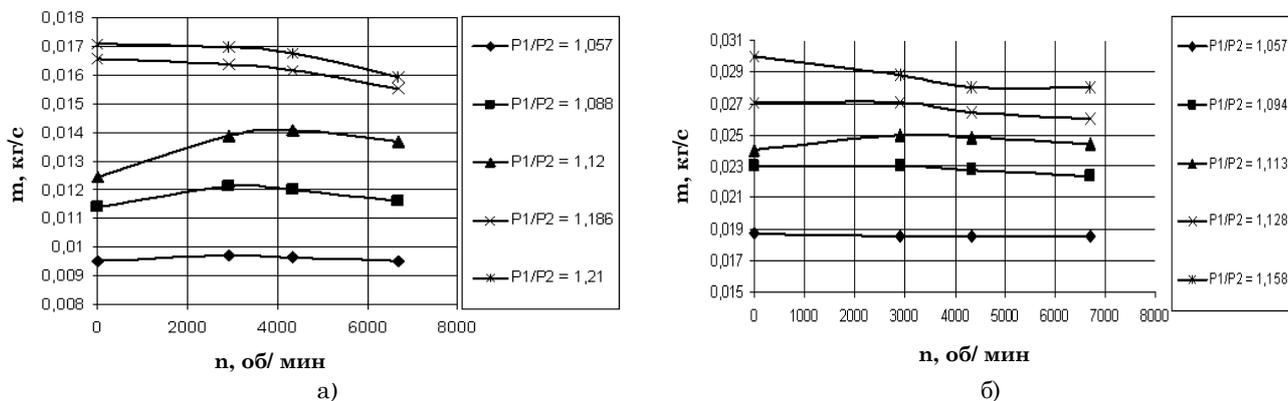


Рис. 4. Изменение величины протечки в зависимости от частоты вращения и уплотняемого перепада: а) при  $S = 0,225$  мм; б) при  $S = 0,35$  мм

На рисунке 5 показано сравнение экспериментальных данных с расчетными, из которого следует, что сходимость результатов численного и физического эксперимента весьма удовлетворительна.

По результатам опытов были рассчитаны коэффициенты  $\alpha$  испытанных вариантов уплотнения. Оказалось, что их значения отличаются от рекомендуемых в известной литературе [1, 2] (рис. 6). Отличия достигают величин порядка 10 % и более, что существенно. Следует подчеркнуть, что и численные результаты подтверждают наличие определенной зависимости расхода через уплотнение от частоты вращения. Из этого следует вывод о правильности утверждения о наличии влияния вращения вала на расход газа через лабиринтное уплотнение.

Предпринята попытка обобщения полученных данных с применением критерия  $Re$ . Использование

в качестве характерной скорости окружной скорости вала, расходной и суммарной скорости показало, что обобщение может быть сделано только с использованием расходной скорости. Из рисунка 7 видно, что критерий  $Re$  хорошо обобщает опытные значения коэффициента расхода только для каждого конкретного значения отношения давлений  $P_1/P_2$ . Из этого следует, что для лабиринтных уплотнений число  $Re$  не является единственным обобщающим параметром, поскольку сильное влияние оказывает уплотняемый перепад давления.

Далее было проведено обобщение полученных данных с применением критерия  $Eu$ . В качестве характерной скорости была принята абсолютная скорость. Зависимость  $\alpha$  от  $Eu$  выявила некоторую тенденцию к обобщению (см. рис. 8).

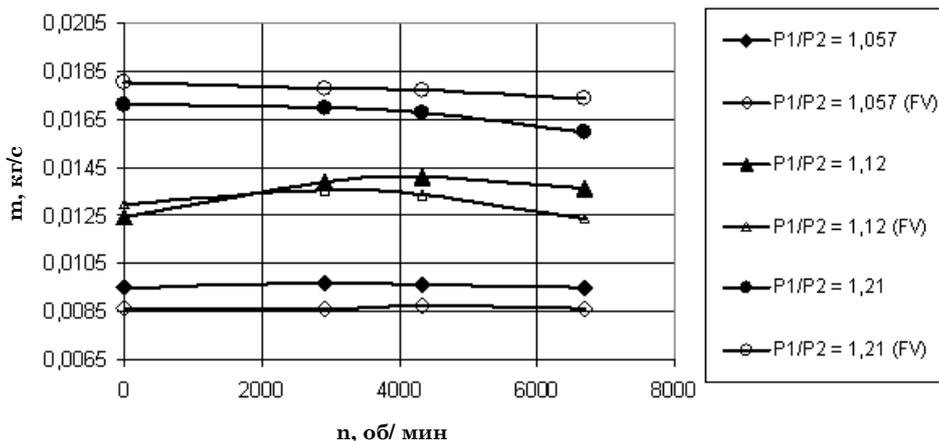


Рис. 5. Сравнение экспериментальных данных с данными, полученными при помощи программного комплекса Flow Vision

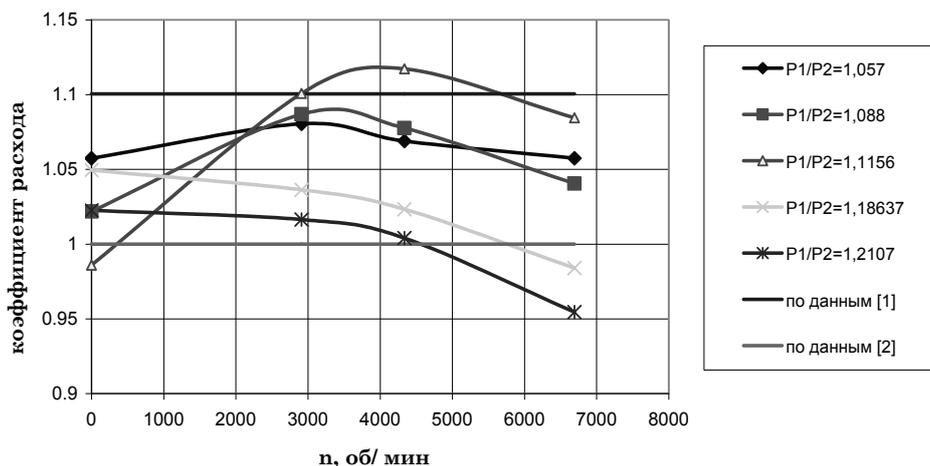


Рис. 6. Сравнение опытных значений коэффициента расхода уплотнения ( $S = 0,225$  мм)

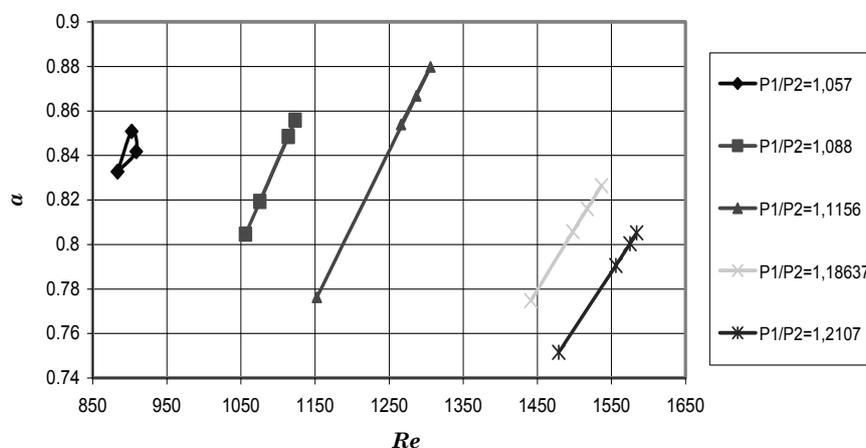


Рис. 7. Зависимость коэффициента уплотнения от критерия  $Re$  ( $S = 0,225$  мм)

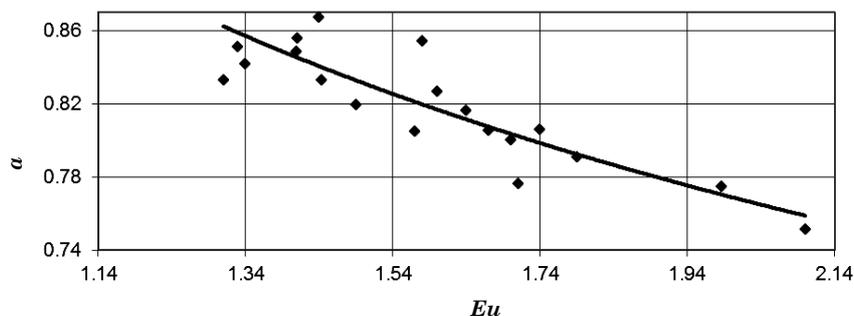


Рис. 8. Зависимость коэффициента уплотнения от критерия  $Eu$  ( $S = 0,225$  мм)

Совместный анализ критериев  $Re$  и  $Eu$  дал возможность построить номограмму, позволившую обобщить полученные экспериментальные данные (см. рис. 9).

Коэффициент расхода лабиринтного уплотнения может быть описан степенной зависимостью:

$$\alpha = A \cdot Re^c \cdot Eu^b. \quad (8)$$

Неизвестные коэффициенты уравнения (8) определяются по экспериментальным данным методом аппроксимации. Критериальная зависимость принимает вид

$$\alpha = 1,229 \cdot Re^{-0,028} \cdot Eu^{-0,456}. \quad (9)$$

Далее посредством численного исследования были рассмотрены вопросы геометрического моделирования с применением программного комплекса Flow Vision.

Были проведены расчеты вариантов уплотнений с идентичными геометрическими размерами гребней, камер и зазора, но с различными диаметрами. Согласно существующей практике расчетов для всех этих уплотнений принимается одно и то же значение коэффициента расхода. Как видно из рисунка 10 а), коэффициенты расхода уплотнения не являются

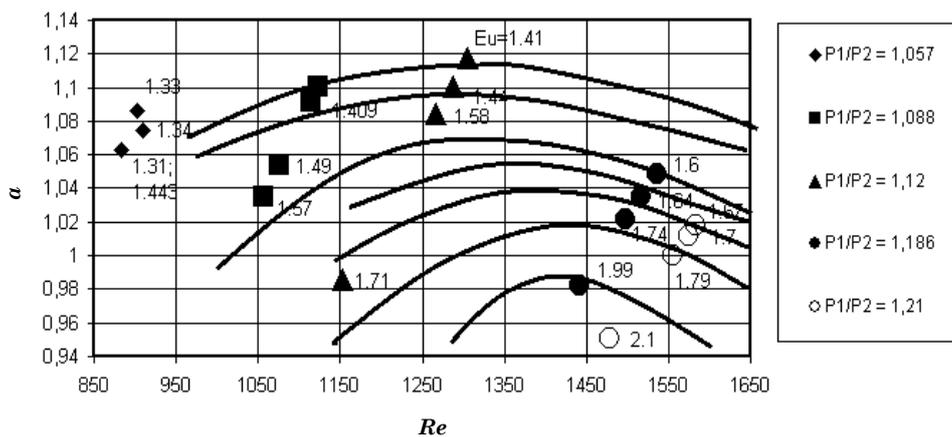


Рис. 9. Номограмма для определения коэффициента расхода уплотнения

постоянными для различных диаметров, расхождение достигает 16 %. Также некоторое влияние на коэффициент расхода уплотнения оказывает количество его гребней, тем большее, чем выше диаметр щели (рис. 10 б)).

Для сравнения были проведены расчетные исследования уплотнений с соблюдением полного геометрического подобия, т. е. относительные величины зазора принимались постоянными ( $s/d = const$ ) при прочих равных условиях (см. рис. 11).

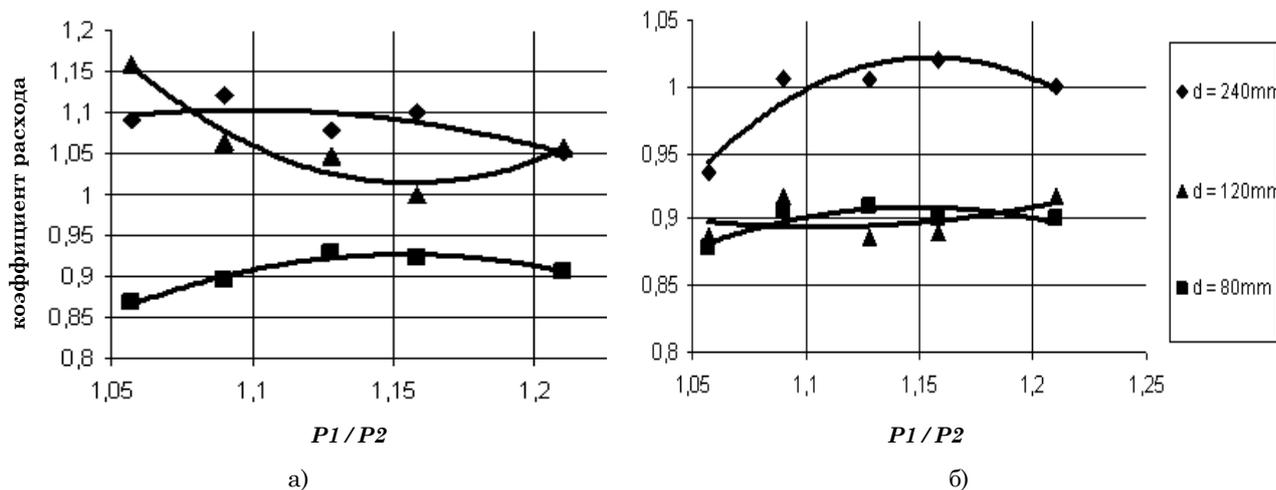


Рис. 10. Зависимость коэффициента расхода уплотнения от его диаметра и количества гребней при  $s = 0,35$  мм: а)  $z = 5$ ; б)  $z = 7$

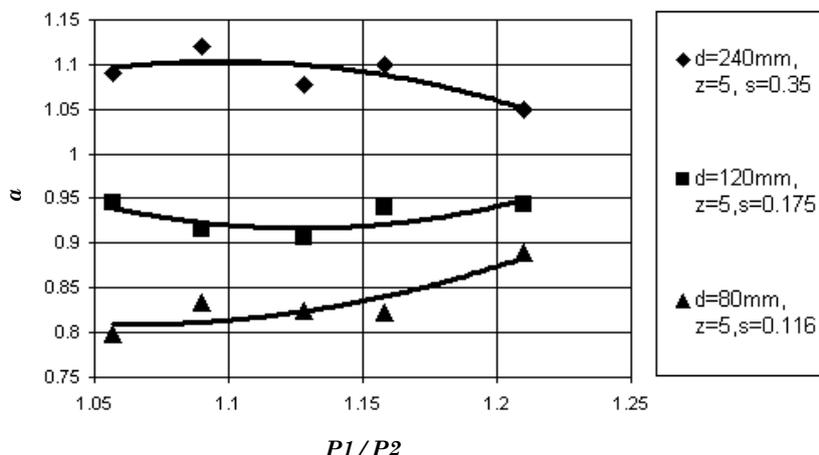


Рис. 11. Моделирование узла лабиринтного уплотнения с соблюдением полного геометрического подобия

Из приведенных зависимостей следует, что изменение расхода зависит не только от площади проходного сечения щели, но и от влияния масштабного фактора. Заметим, что полное геометрическое моде-

лирование не всегда может быть реализовано на практике из-за получения недопустимо больших и малых размеров гребней и камер.

## 5. ВЫВОДЫ

Установлено наличие зависимости коэффициента расхода лабиринтного уплотнения с гладким валом от частоты вращения вала и от величины отношения давления перед и за уплотнением.

Показано, что расчет протечек по формуле Стодлы с использованием общепринятых опытных коэффициентов, зависящих только от геометрических характеристик, не всегда является корректным. Для моделирования течения в лабиринтном уплотнении предложено использование критериев  $Re$  и  $Eu$ .

Предложены критериальное уравнение для определения коэффициента расхода уплотнения  $\alpha$  при различных режимных параметрах и номограмма для уточнения коэффициента расхода уплотнения.

Показана удовлетворительная сходимость результатов физического и численного исследования при различных геометрических и режимных параметрах.

Выявлено влияние масштабного фактора на коэффициент расхода уплотнения.

## Physical modeling of the labyrinth seal

V. N. Baha<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> *Sumy State University, 2, Rimsky Korsakov Str., 40007, Sumy, Ukraine*

A series of special studies operational and geometrical parameters effect on the maze, namely the quantities of the packed differential pressure, speed, the magnitude of the eccentricity, radial gap, etc., taking into account the criteria of design of labyrinth compressions and scale factor have been made. Existence of dependence of the leakage coefficient of a labyrinth seal from shaft speed, and from the quantities of the packed differential pressure before and behind labyrinth seals eccentricity is examined. Generalization use of  $Re$  and  $Eu$  criteria is offered, the criteria equation for flow seal coefficient for similar seals is received in case of different regime parameters.

**Key words:** labyrinth seal, experimental bench, discharge coefficient, criteria of similarity, criteria equation.

## Про фізичне моделювання лабіринтового ущільнення

В. Н. Бага<sup>1)</sup>

<sup>1)</sup> *Сумський державний університет, вул. Римського-Корсакова, 2, 40007, Суми, Україна*

Проведено ряд спеціальних дослідів щодо впливу режимних та геометричних параметрів на роботу лабіринтового ущільнення: перепаду ущільнювального тиску, частоти обертання, радіального зазору, та ін., з урахуванням критеріїв моделювання лабіринтових ущільнень і масштабного фактора. Встановлено наявність залежності коефіцієнта витрати лабіринтового ущільнення від частоти обертання вала та величини відношення тиску перед і за ущільненням. Для узагальнення запропоноване використання критеріїв  $Re$  і  $Eu$ , отримані номограма і критериальне рівняння для визначення коефіцієнта витрати подібних ущільнень при різних режимних параметрах.

**Ключові слова:** лабіринтне ущільнення, коефіцієнт витрати, критерії подібності, критериальне рівняння.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Щегляев А. В. Паровые турбины / А. В. Щегляев. – М.: Энергия, 1976. – 367 с.
2. Селезнев К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров / К. П. Селезнев. – М.: Машиностроение, 1968. – 408 с.
3. Орлик В. Г. Расходные характеристики уплотнений с одиночным и групповым дросселем / В. Г. Орлик. // Тяжелое машиностроение. – 1993. – № 9. – С. 4–8.
4. Бондаренко Г. А. Результаты отработки узлов центробежного компрессора для перспективных технологических процессов / Г. А. Бондаренко, Г. Н. Зиневич // Повышение

5. Марцинковский В. А. Щелевые уплотнения: теория и практика / В. А. Марцинковский. – Сумы: СумГУ, 2005. – 416 с.
6. Солдатова К. В. Анализ движения газа в зазоре диск – корпус центробежной ступени компрессора численными методами и рекомендации по проектированию / К. В. Солдатова. // Диссертация на соискание ученой степени канд. техн. наук по специальности 05.04.06 Вакуумная, компрессорная техника и пневмосистемы. – С.-Петербург, 2007.

## REFERENCES

1. Sheglaev A. V. (1976). Parovye tyrbiny. Moscow, Energiya, 367 p. [in Russian].
2. Seleznev K. P. (1968). Teoria i raschet tyrbocompressorov. Moscow, Energomashinostroeniye, 408 p. [in Russian].
3. Orlik V. G. (1993). Tyageloe mashinostroenie, Vol. 9, pp. 4–8. [in Russian].
4. Bondarenko G. A., Zinevich G. N. (1983). Rezyltaty otrabotky yzlov centrobegnogo compressora dlya perspektivnyx technologicheskix processow. Leningrad, LPI, pp. 18-22. [in Russian].
5. Marcunowskiy B. A. (2005). Scelevue uplotnenia. Sumy State University, 416 p. [in Ukraine].

6. Soldatova K. V. (2007). Analiz dvigeniya gaza v zazore «pokruvaysciy disk – corpus centrobegnoy compressoroy stupeni chislennymi metodami i rekomendacui po proektirovaniy. Dissertacuya na soiscanie uchenoi stepeni c. t. n., Sanct-Peterburg. [in Russian].