

## Influence of Gas Physical Properties on Labyrinth Seals Throttling Characteristics

Bondarenko G.A., Vanyeyev S.M., Baga V.N., Bashlak I.A., Rodymchenko T.S.  
Sumy State University  
Sumy, Ukraine

**Abstract.** The most important issue when designing the labyrinth sealing knots is the question of the correctness of the model tests results application. This task has not had a strong solution so far. For practical calculations of labyrinth seals famous formulae for determining leakage through the hole are used. They are supplemented by coefficients obtained experimentally in conditions which practically had nothing to do with full scale ones: flat (non-circular) models are used, possible effect of the shaft rotation and the operating environment behavior are not taken into account. For the purpose of obtaining the answer to a question concerning the impact factor of gas physical properties on the flow characteristics of labyrinth seals a series of physical and numerical experiments on various gases were carried out. The studies were conducted under conditions maximum approximate to field ones. Pilot studies were conducted on a standard experimental bench to specify throttling characteristics of labyrinth seals. Numerical investigations were conducted using the CFD techniques on various gases. Numerical study and experiment confirmed the influence of gas physical properties on throttling characteristics of labyrinth seals. The heavier the gas the more intensive symptoms are. Flow coefficient divergence of the seal run by air and vapor is about 30%. It has been proved and confirmed by experiments. Visualization of flow has been obtained. Studies have shown a significant impact of gas physical properties on leakage degree.

**Keywords:** labyrinth seal, prototype bench, physical properties, model tests, flow visualization.

**DOI:** 10.5281/zenodo.2222364

### Influența proprietăților fizice ale gazelor asupra caracteristicilor de curgere ale etanșării de tip labirint

Bondarenko G.A., Vaneyev S.M., Baga V.N., Bashlak I.A., Rodimchenko T.S.

Universitatea de Stat din Sumî  
Sumî, Ucraina

**Rezumat.** La proiectarea dispozitivelor de etanșare labirint se consideră importantă corectitudinea aplicării rezultatelor testelor de model. Această problemă nu are o soluție strictă. La calcularea etanșărilor labirint se folosesc formule ce determina scurgerea prin gaura, suplimentata cu coeficienti experimentali obtinuti in conditii care diferă mult de cele reale. Scopul acestui studiu constă în determinarea influenței proprietăților fizice ale mediului de lucru asupra caracteristicilor de curgere prin etanșarea labirint cu modele de calcul și experimente. S-a investigat etanșarea labirintică a unui compresor centrifugal al unei unități de pompare a gazului ГПА-16 cu dimensiunea  $D=240$  mm. Studiile experimentale au fost efectuate pe un stand experimental special pentru a determina caracteristicile de curgere ale etanșărilor labirint folosind un cazan cu abur. Studiile numerice au fost efectuate folosind metode CFD pe diferite gaze. Se utilizează sectorul de calcul  $\gamma = 30^\circ$ , numărul de celule  $N = 200000$ , modelul  $k-\epsilon$  al turbulenței, convergența rezultatelor a fost estimată din convergența fluxului de masă în secțiunile de intrare și ieșire ale modelului. În baza rezultatelor numerice și experimentale s-au obținut valorile debitului de masă al etanșării labirint, ce a permis determinarea coeficienților debitelor de consum. Au fost obținute rezultate noi: s-a constatat, că influența mediului este mai mare, cu cât densitatea este mai mare, astfel, discrepanțele în coeficienții de curgere a etanșării obținute în aer și în vapori de apă constituie cca. 30%. Studiile au arătat necesitatea de a ține seama de proprietățile fizice ale gazelor în calculele dispozitivelor de etanșare.

**Cuvinte-cheie:** etanșare labirint, stand experimental, proprietăți fizice, teste de model, vizualizarea fluxului.

### Влияние физических свойств газов на расходные характеристики лабиринтного уплотнения

Бондаренко Г.А., Ванеев С.М., Бага В.Н., Башлак И.А., Родимченко Т.С.

Сумский государственный университет  
Сумы, Украина

**Аннотация.** Важнейшим вопросом при проектировании лабиринтных уплотнительных устройств является вопрос о корректности применения результатов модельных испытаний. Эта задача до сих пор не имеет строгого решения. Для практических расчетов лабиринтных уплотнений используются известные формулы по определению величины протечки через отверстие, дополненные опытными коэффициентами, полученными экспериментально в условиях, весьма отдаленных от натуральных:

используются плоские (не кольцевые) модели, не учитывается возможный эффект вращения вала, влияние свойств рабочей среды и др. Установление степени влияния физических свойств газов на расходные характеристики лабиринтных уплотнений осуществлялось путем проведения серии физических и численных опытов на различных газах. Целью настоящего исследования было определить влияние физических свойств рабочей среды на расходные характеристики лабиринтных уплотнений, работающих как на модельных, так и на натурных условиях. Поставленная цель достигалась путем проведения серии численных и экспериментальных опытов. Исследовалось лабиринтное уплотнение центробежного компрессора серийного газоперекачивающего агрегата нагнетателя типа ГПА – 16 с натурными размерами ( $D = 240$  мм). Экспериментальные исследования проводились на специальном экспериментальном стенде для определения расходных характеристик лабиринтных уплотнений с использованием парового котла. Численные исследования проводились с использованием CFD методов на различных газах. Использовался расчетный сектор  $\gamma = 3^\circ$ , количество расчетных ячеек  $N=200000$ ,  $k - \epsilon$  модель турбулентности, сходимость результатов оценена по сходимости массового расхода во входном и выходном сечениях модели. По результатам численных и экспериментальных исследований получены значения массового расхода исследуемых лабиринтных уплотнений, что позволило определить их коэффициенты расхода. Получены новые результаты: установлено, что влияние среды тем больше чем больше ее плотность; так, например, расхождения коэффициентов расхода уплотнения, полученные на воздухе и водяном паре около 30%. Исследования показали необходимость учета физических свойств газов при расчетах уплотнительных устройств.

**Ключевые слова:** компонента, лабиринтное уплотнение, экспериментальный стенд, физические свойства, модельные испытания, визуализации течения.

## ВВЕДЕНИЕ

Достоверно не известно влияние формы кольцевого зазора, эксцентриситета, вращения вала, масштабного фактора, физических свойств рабочей среды на величину протечки через уплотнение.

Расчетчики, как правило, используют приближенные формулы для расчета протечек через лабиринтное уплотнение основанные на зависимостях истечения через щели простых форм с добавлением экспериментальных коэффициентов, полученных для различных конструктивных исполнений уплотнений [1- 6].

В [4] представлено новое уплотнение Hydrostatic Advanced Low Leakage (HALO), которое представляет собой цельнометаллическое уплотнение с гибкими зубьями, которые обеспечивают самоконтроль зазора, чтобы эффективно уменьшить утечку, в частности, для работы с отношениями высокого давления и при высоких поверхностных скоростях ротора.

В работе [6] было проведено численное исследование для имитации лабиринтно-сотового уплотнения, которое обычно используется в наконечнике лопастей ротора. Величина расхода через лабиринтное уплотнение является основным показателем его эффективности. Расчетной методикой по определению степени влияния физических свойств газов на величину расхода не существует. В расчетной практике пользуются известными формулами, в

которых учет физических свойств газов выполняется через значение плотности рабочего тела, что в полной мере не может отразить их влияния на расходные характеристики лабиринтного уплотнения [7].

Цель нашего исследования – показать значимость влияния физических свойств газов на значение условного коэффициента расхода лабиринтного уплотнения путем проведения серии численных и экспериментальных опытов.

Новым в работе является установление влияния коэффициента расхода лабиринтного уплотнения от физических свойств газов на модельных и натурных условиях.

Уже достигнут разумный предел по повышению эффективности турбомашин за счет влияния на его геометрию проточной части.

Исследованию лабиринтных уплотнений посвящено множество работ [8-19] и многое др. Несмотря на простоту конструкции уплотнительных устройств, остаются резервы по повышению их эффективности.

В табл. 1 приведены некоторые результаты по определению величины протечки через лабиринтное уплотнение.

Видим существенные отличия, что свидетельствует о необходимости проведения глубоких дополнительных исследований, для установления взаимосвязи геометрических и режимных параметров уплотнения, в том

числе работающего на различных рабочих средах.

### МЕТОДЫ, РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Экспериментальные и численные исследования проводились на примере лабиринтного уплотнения покрывного диска с гладким валом центробежного нагнетателя серийного газоперекачивающего агрегата нагнетателя типа ГПА – 16 с натурными размерами ( $D = 240 \text{ мм}$ ). Уплотнение состоит из пяти гребней высотой  $h = 5 \text{ мм}$ , установленных с шагом  $t = 4 \text{ мм}$ . Величины радиальных зазоров под гребнями принималась равными  $s = 0.225$  и  $0.35 \text{ мм}$ . Отношение давлений перед и за уплотнением изменялось в пределах, характерных для центробежных компрессоров  $p / p = 1,06 \div 1,21$ .

Численные исследования проводились с применением CFD комплексов.

#### Экспериментальный стенд

Стенд состоит из установленных на раме узла привода и испытательной головки (рис. 1, в), щита водяных манометров, компрессора с ресивером. Схема стенда, работающего на воздухе и его подробное описание опубликовано ранее [20].

Для проведения исследований на водяном паре в состав стенда был включен паровой котел (рис. 1 а, б)

Значения статических давлений во входной и выходной камерах измерялись в трех точках, равномерно расположенных по окружности, а давления в промежуточных камерах в шести точках.

Регистрировались давления с помощью одно – и двухколенных водяных манометров, смонтированных на щите. Во входной камере измерялась температура воздуха ртутным термометром.

Величина расхода через уплотнение определялась посредством ротационных газовых счетчиков типа РГ, установленных на подводящем трубопроводе. Пределы допускаемой относительной погрешности

которых составляют 1 %, что соответствует 0.000136 кг/с для РГ – 40 и 0.00085 кг/с для РГ – 250.

При проведении практических расчетов лабиринтных уплотнений работающих на технических газах, принято использовать коэффициенты расхода  $\mu$ , полученные экспериментальным путем на воздухе. Возникает вопрос о корректности таких расчетов.

При работе лабиринтного уплотнения на различных средах, особенно при высоких давлениях, следует ожидать проявления влияния физических свойств газов. С целью получения ответа на данный вопрос было предусмотрено проведение экспериментального исследования базового варианта лабиринтного уплотнения ( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.37 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ) на водяном паре.

В качестве парового котла использовался экспериментальный стенд для исследования характеристик жидкостно-парового компрессора.

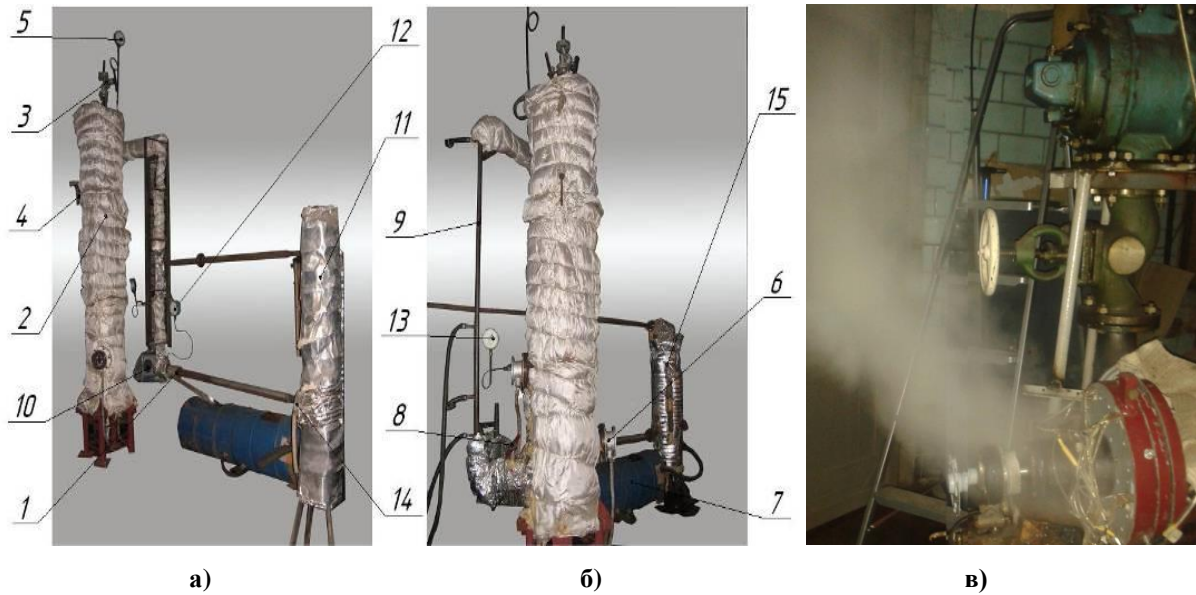
На (рис. 1) приведены фотографии данного экспериментального стенда..

Паровой котел состоит из двух греющих емкостей 2 и 15, использующих в качестве рабочей среды проточную воду, из общей сети водоснабжения, которая подается в греющую емкость 2 насосами. Затем питательная вода нагревается.

Важнейшим вопросом при проектировании реальных лабиринтных уплотнительных узлов турбомашин является вопрос о корректности применения результатов модельных испытаний.

Эта задача до сих пор не имеет строгого решения, поскольку изготовить уменьшенную модель уплотнения затруднительно, в силу наличия малых радиальных зазоров, а проведение эксперимента при низких абсолютных значениях давления может исказит его работу.

Для практических расчетов лабиринтных уплотнений используются опытные коэффициенты, полученные в условиях, весьма отдаленных от натуральных: используются плоские (не кольцевые) модели, не учитывается возможный эффект вращения вала, влияние свойств рабочей среды и др.



а) паровой котел: 1 – трубопровод; 2, 15 – греющая емкость; 3, 4 – вентиль запорный; 5, 12, 13 – манометр образцовый, 6, 14 – блок ТЭНов; 7 – емкости для воды; 8 – вентиль регулировочный; 9 – теплообменник типа «труба в трубе»; 10 – весы электронные; 11 – сепаратор;  
 б) испытываемая головка в рабочем состоянии.

**Рис. 1. Фотографии экспериментального стенда.<sup>1</sup>**

Относительные погрешности прямых и косвенных измерений находятся в диапазоне 1,8 - 4,7 что приемлемо.

В таблице 1 приведены результаты расчетов величины протечки через уплотнения по различным формулам, из которой видно, что расхождения превышают 30%.

Коэффициент  $\mu$  является отношением действительного расхода через уплотнение к теоретическому.

В качестве действительного расхода через уплотнение принимаем значения, полученные в результате численных и экспериментальных опытов. Данный коэффициент учитывает все особенности течения и факторы влияющие на эффективность работы уплотнения и во многом зависит от конструктивного исполнения уплотнения. При расчетах величины протечки коэффициент  $\mu$  выбирают в зависимости от конструктивного исполнения уплотнения и считают постоянным для прочих условий.

**Результаты численного и экспериментального исследования физических свойств газов**

До сих пор не ясно, оказывает ли влияние на расходные характеристики лабиринтного уплотнения физические свойства газов. Путем переоборудования стенда была получена возможность испытаний на водяном паре с использованием той же самой испытательной головки и системы КИП, которые применены при испытании на сжатом воздухе, что исключало дополнительные погрешности.

В развитии данного вопроса было проведено численное моделирование влияния свойств различных газов (табл. 2).

Расчеты проведены для базового уплотнения в интервале  $p_1 / p_2 = 1.05 \dots 1.25$  для модельных условий (низкое давление на входе  $p = 0.11$  МПа) и натуральных условий (при высоком давлении на входе  $p_1 = 6$  МПа). Во всех случаях втулка уплотнения считалась неподвижной.

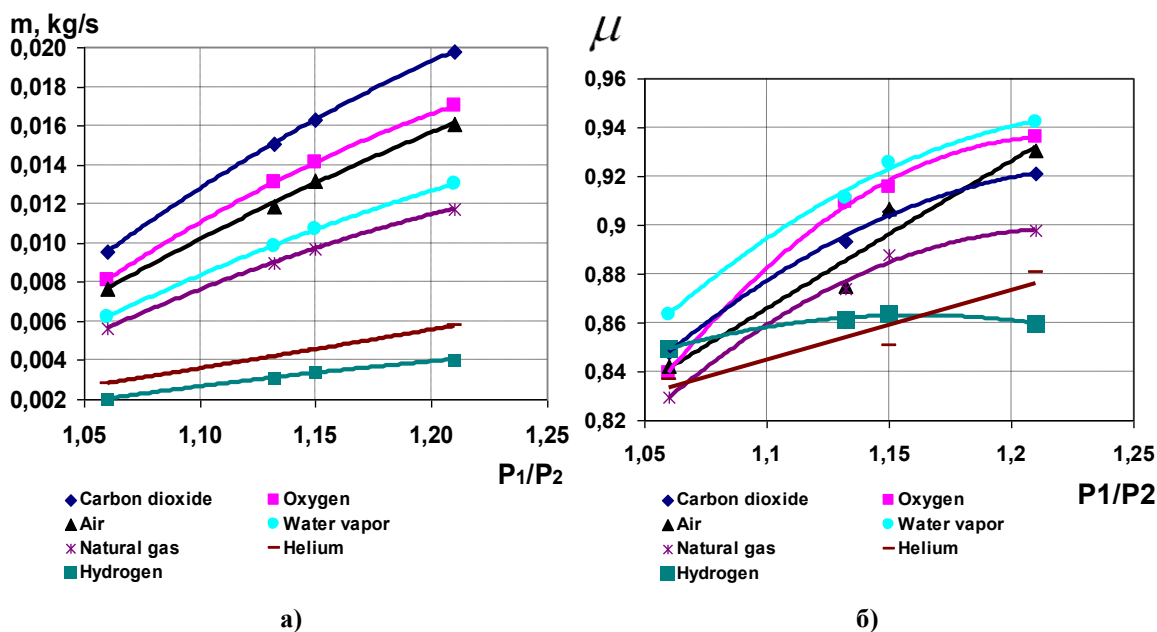
Результаты приведены на рис. 2 и 3, из которых следует, что влияние на коэффициент расхода тем больше, чем тяжелее газ, при этом влияние при низких давлениях более ошутимо.

<sup>1</sup> Appendix 1

Таблица 1.<sup>1</sup>

Результаты расчета теоретического расхода протечек через уплотнение ( $z = 5, D = 240\text{mm}, p_1 / p_2 = 1.21$ )

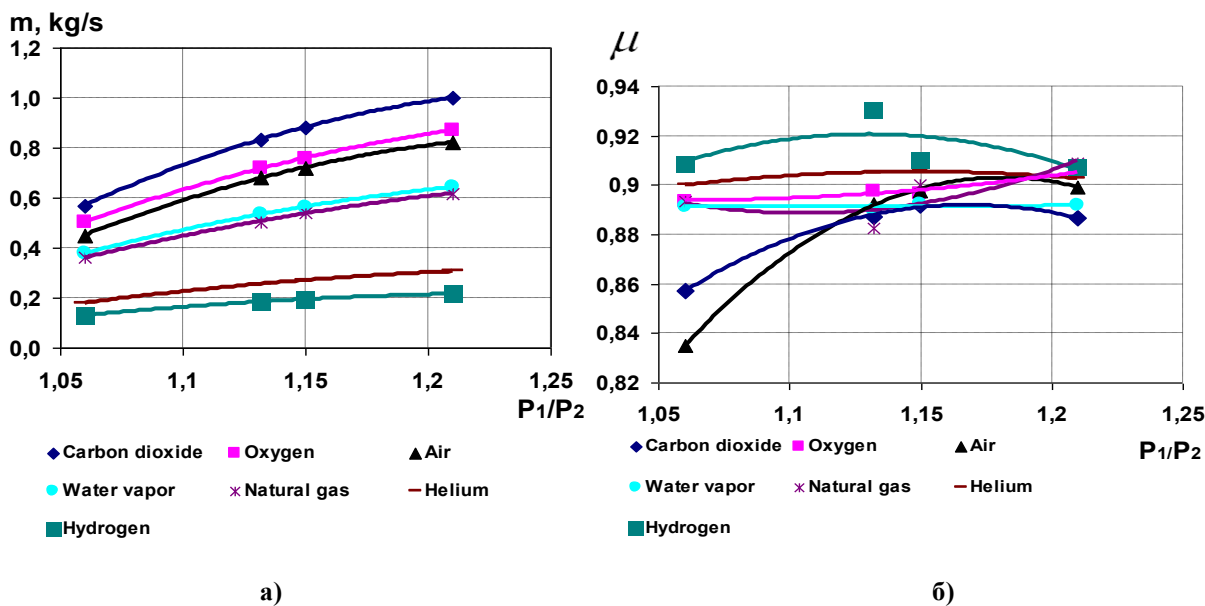
№	Расчетная формула Calculation formula	$m_m$ , kg/s	$\mu$	$m_{leak}$ , kg/s
1	$m = D \cdot s \sqrt{\frac{1 + p_2 / p_1}{z}} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \rho_1}$	0,0300	1,330	0,0400
2	$m = F \cdot \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z}}$	0,0295	1,330	0,0393
3	$m = F \cdot \frac{p_1}{\sqrt{RT_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z + \ln(p_1 / p_2)}}$	0,0290	1,330	0,0385
4	$m = F \cdot \rho_{cp} \sqrt{2 \Delta p_y / z \cdot \rho_{cp}}$	0,0295	1,273	0,0376
5	$m = F \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot p_1 \cdot v_1}}$	0,0295	1,186	0,0350
6	$m = F \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{z \cdot R \cdot T_1}}$	0,0296	1,050	0,0310
7	п. 5	0,0295	1,100	0,0325
8	$m = 0,99 \cdot k \cdot F \sqrt{\frac{p_1}{v_1}} \cdot \sqrt{\frac{1 - (p_2 / p_1)^2}{z}}$	0,0216	1,260	0,0270



( $D = 240\text{mm}, s = 0.225\text{mm}, z = 5, n = 0, p_2 = 0.1\text{MPa}$ ) а) расход протечки; б) коэффициент расхода.

Рис. 2. Численное исследование влияния свойств различных газов при модельных условиях.<sup>1</sup>

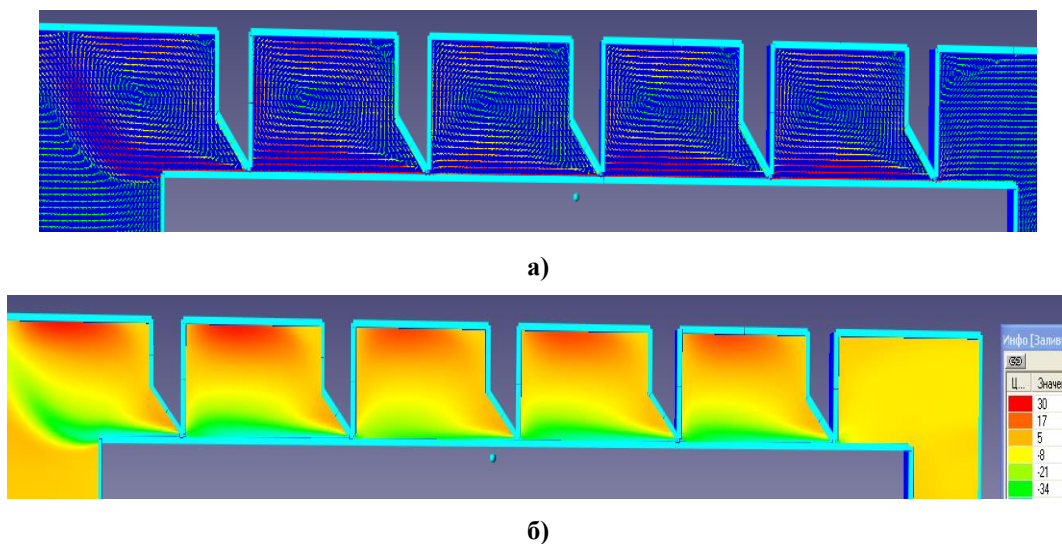
<sup>1</sup> Appendix 1



( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_2 = 5,3 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 40^\circ \text{C}$ )  
 а) расход протечки; б) коэффициент расхода.

Рис. 3. Численное исследование влияния свойств различных газов при натуральных условиях.<sup>1</sup>

В качестве примера ниже приведены некоторые визуализации течения выполнены в программном комплексе FlowVision [21, 22] (рис. 4). Заметно некоторое увеличение нагрузки на гребни вниз по течению (справа на лево). Рабочая среда влияет на положения ядра вихря в камере (рис 1, а) и на качество размывания струи (рис. 1, б). Чем больше зона размывания, тем эффективнее работа уплотнения.



( $D = 80 \text{ мм}$ ,  $h = 5 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_1 / p_2 = 1.25$ ) а) - вектора скорости;  
 б) - заливка скорости.

Рис. 4. Некоторые визуализации для условий.<sup>1</sup>

**Сравнение расходных характеристик уплотнения по результатам расчета и эксперимента.**

Были проведены серии опытов на воздухе и водяном паре при одних и тех же значениях перепадов давления  $p_1 / p_2$ , с целью прямого

сравнения результатов исследования для базового уплотнения ( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.37 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ). Результаты исследований приведены на (рис. 7).

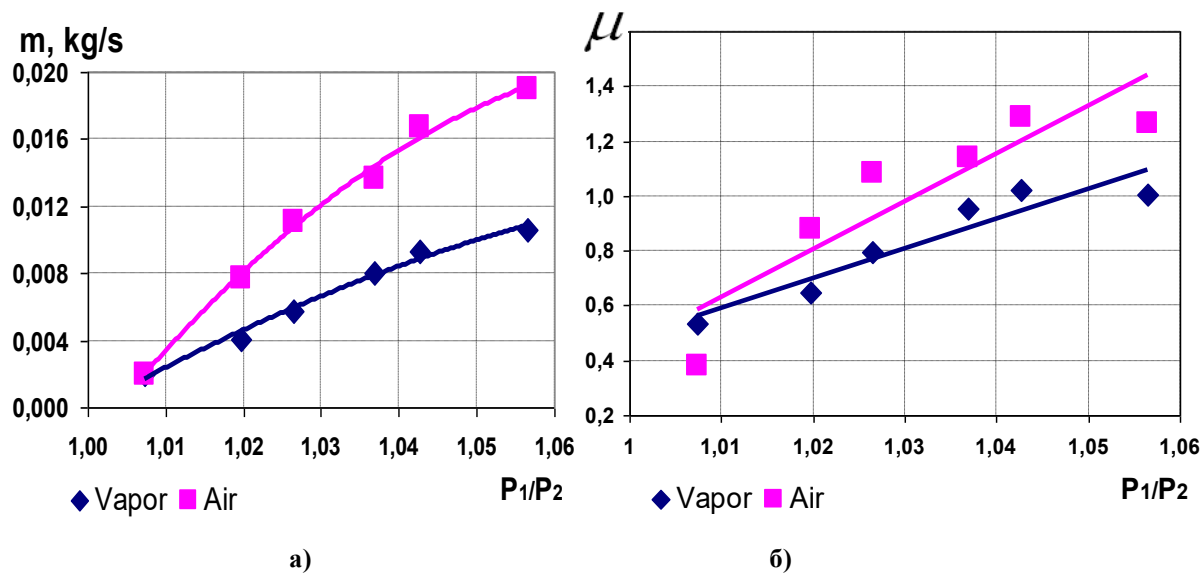
Из рисунка 5 видно, расхождения между коэффициентами расхода уплотнения

<sup>1</sup> Appendix 1



полученными на воздухе и водяном паре, составляют более 30%, что весьма существенно.

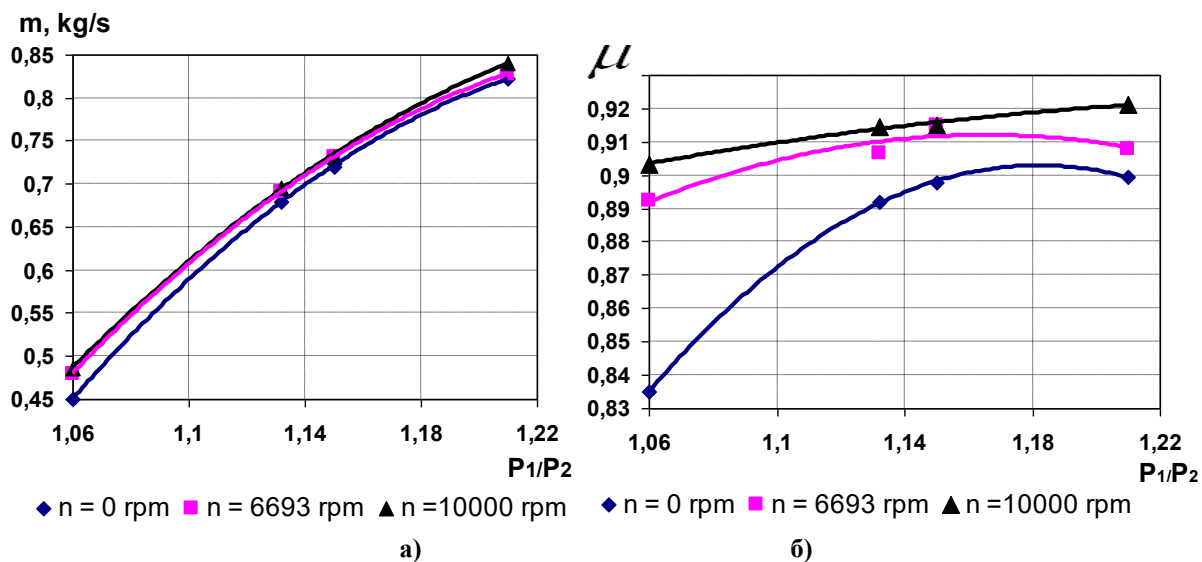
При этом расходные характеристики при работе уплотнения на паре выше, чем на воздухе.



( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.37 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ) а) - по величине протечки через уплотнение; б) - по значению коэффициента расхода  $\mu$ .

Рис. 5. Сравнение результатов экспериментального исследования уплотнения на воздухе и водяном паре.<sup>1</sup>

Ниже приведены некоторые результаты численного исследования влияния частоты оборотов при натуральных условия на воздухе (рис. 6).



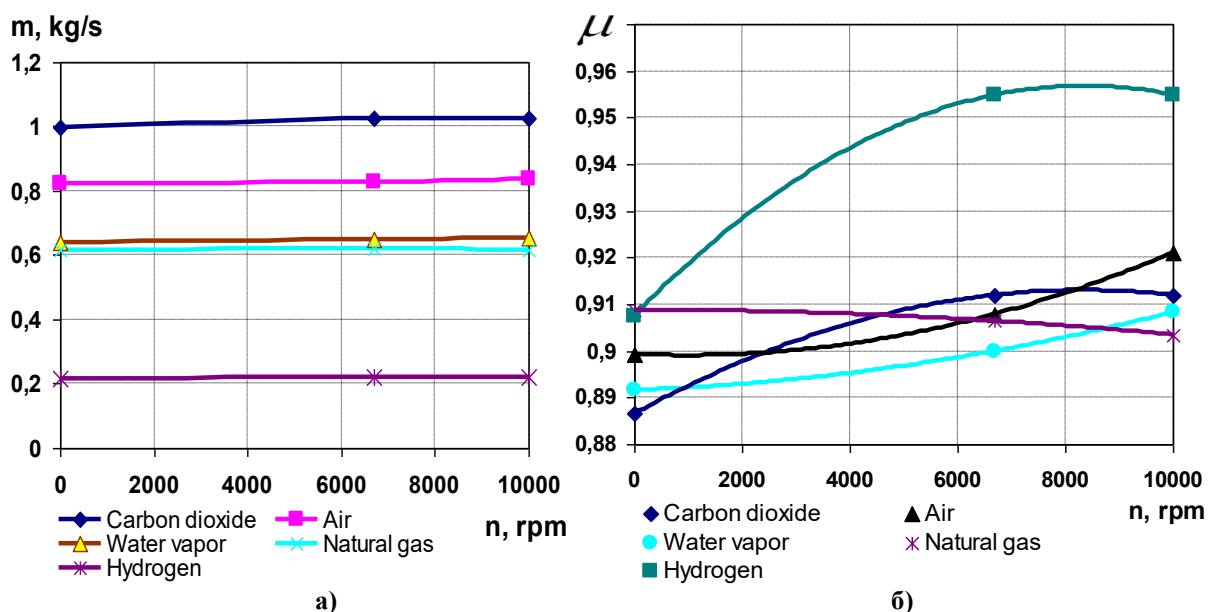
( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_1 = 6 \text{ МПа}$ ,  $p_2 = 5.3 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 40^\circ \text{C}$ ) а) расход протечки; б) коэффициент расхода.

Рис. 6. Численное исследование влияния частоты оборотов при натуральных условиях.<sup>1</sup>

Следует отметить, что данные получены на модельных условиях и при малых значениях уплотняемого перепада. По – видимому, при работе уплотнения в реальных условиях, следует ожидать больших расхождений.

Этими опытами не исчерпывается вопрос о влиянии свойств рабочего тела, нужны более глубокие исследования в широком диапазоне режимных и геометрических параметров.

<sup>1</sup> Appendix 1



( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $p_1 = 6 \text{ МПа}$ ,  $p_1/p_2 = 1.21$ )

а) расход протечки; б) коэффициент расхода.

Рис. 7. Численное исследование влияния частоты оборотов при натуральных условиях по величине рабочего давления.<sup>1</sup>

Из (рис. 6 и 7) видно, что с увеличением частоты вращения вала, коэффициент расхода увеличивается до 10% на натуральных условиях испытания в зависимости от рабочей среды.

APPENDIX 1

Fig. 1. Photos of the experimental stand. (a) steam boiler: 1 - pipeline; 2, 15 - heating capacity; 3, 4 - gate valve; 5,12,13 - manometer exemplary, 6, 14 - block of heating elements; 7 - water tanks; 8 - adjusting valve; 9 - heat exchanger typen "pipe in pipe"; 10 - electronic scales; 11 - separator; b) the test head is in working condition.)

Fig. 2. A numerical study of the influence of the properties of various gases under model conditions. (( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_2 = 0.1 \text{ МПа}$ ) a) leakage flow rate; b) coefficient of discharge.)

Fig. 3. Numerical study of the influence of the properties of various gases under natural conditions. (( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_2 = 5.3 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 40^\circ \text{C}$ ) a) leakage flow rate; b) coefficient of discharge.)

Fig. 4. Some visualizations for conditions. (( $D = 80 \text{ мм}$ ,  $h = 5 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_1/p_2 = 1.25$ ) a) - velocity vector; b) - fill speed.)

Fig. 5. Comparison of the results of an experimental study of compaction in air and water vapor. (( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.37 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ) a) - in

terms of leakage through the seal; b) - according to the value of the coefficient of discharge  $\mu$ .)

Fig. 6. A numerical study of the effect of rotational speed under natural conditions. (( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $n = 0$ ,  $p_1 = 6 \text{ МПа}$ ,  $p_2 = 5.3 \text{ МПа}$ ,  $t_1 = 40^\circ \text{C}$ ) a) leakage flow rate; b) coefficient of discharge.)

Fig. 7. Numerical study of the influence of the frequency of revolutions under natural conditions by the magnitude of the working pressure. (( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $s = 0.225 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $p_1 = 6 \text{ МПа}$ ,  $p_1/p_2 = 1.21$ ) a) leakage flow rate; b) coefficient of discharge.)

Table 1. The results of the calculation of the theoretical leakage flow through the seal. (( $D = 240 \text{ мм}$ ,  $z = 5$ ,  $p_1/p_2 = 1.21$ .)

ВЫВОДЫ

Показано численным исследованием и подтверждено экспериментально влияние физических свойств газов на расходные характеристики лабиринтных уплотнений, проявляющиеся тем сильнее, чем тяжелее газ.

1. Установлено несогласование значений коэффициента расхода  $\mu$  и величины теоретического расхода полученных по различным формулам (табл.1) со значениями полученными в результате проведения численных и экспериментальных опытов (рис. 2, 5). Расхождения составляют порядка 35 %.

<sup>1</sup> Appendix 1



2. Создан экспериментальный стенд для определения расходных характеристик лабиринтных уплотнений, который необходим для получения значений величины расхода протечки при различных режимных и геометрических параметрах. Испытания проводились на модельных  $p_2=0,1$  МПа и натуральных  $p_2=5,3$  МПа условиях. Расхождения в значениях коэффициентов расхода до 10 % (рис. 2, 3).

3. Результаты численного исследования показали, что каждый из семи исследованных газов имеет свое значение коэффициента расхода при прочих равных условиях, что необходимо учитывать.

4. По результатам экспериментального исследования показаны расхождения в значениях коэффициента расхода  $\mu$  для природного газа и воздуха до 30% (рис. 5).

#### Литература (References)

- [1] Dogu Y., Günaydin I., Kiliçaslan Z., Ileri T., Soğancı S. Design and cfd analysis of a 150kw 8-stage orc-rot (organic rankine cycle-radial out-flow turbine) and performance degradation due to blade tip clearance of labyrinth seal. *Turbo Expo 2018: Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, 2018; Oslo. doi: 10.1115/GT201875612.
- [2] Dogu Y., Sertçakan M.C., Gezer K., Kocagül M., Arican E., Ozmusul M.S. Leakage degradation of straight labyrinth seal due to wear of round tooth tip and acute trapezoidal rub-groove. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*/ vol. 139. doi: 10.1115/1.4035657.
- [3] Watson, C., Wood, H.G. Developing an optimal helix angle as a function of pressure for helical Groove seals. *ASME 2017 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM 2017*; Waikoloa; United States. doi: 10.1115/FEDSM2017-69322.
- [4] Andrés L.S., Anderson A. An all-metal compliant seal versus a labyrinth seal: A comparison of gas leakage at high temperatures *Turbine Technical Conference and Exposition*, GT 2014; Dusseldorf; Germany. doi: 10.1115/GT2014-25572.
- [5] Zhang B., Dou Y., Hong Q., Ji H. Experimental investigation of effect of tooth geometrical parameters to flow characteristics in slant labyrinth seals. *Jiangsu Province Key Laboratory of Aerospace Power System, College of Energy and Power, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, Nanjing, 2016, China. doi: 10.1002/cpe.4951.
- [6] Alizadeh M., Nikkhahi B., Farahani A.S., Fathi A. Numerical study on the effect of geometrical parameters on the labyrinth-honeycomb seal performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, vol. 232, 1 February 2018, pp. 362-373. doi: 10.1177/0954410017742227.
- [7] Dogu Y., Sertçakan M.C., Gezer K., Kocagül M., Arican, E. Leakage degradation of straight labyrinth seal due to wear of round tooth tip and acute trapezoidal rub-groove. *Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, GT 2016; Seoul; South Korea. doi: 10.1115/GT2016-57928.
- [8] Li Z., Fang Z., Li J. Numerical Investigation on the Leakage and Rotordynamic Characteristics for Three Types of Annular Gas Seals in Wet Gas Conditions. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 141. doi: 10.1115/1.4041313.
- [9] Li Z., Fang Z., Li J. Numerical investigation on the leakage and rotordynamic characteristics for three types of annular gas seals in wet gas conditions. *Turbomachinery Technical Conference and Exposition*, GT 2018; Oslo. doi: 10.1115/GT2018-75150.
- [10] Li Z., Li J., Feng Z. Numerical comparisons of rotordynamic characteristics for three types of labyrinth gas seals with inlet preswirl. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* vol. 230, 2016, pp. 721-738. doi: 10.1177/0957650916668768.
- [11] Wu T., San Andrés L. Gas labyrinth seals: On the effect of clearance and operating conditions on wall friction factors – A CFD investigation. *Tribology International* vol 131, March 2019, pp. 363-376. doi: 10.1016/j.triboint.2018.10.046.
- [12] Kirk R.G., Guo Z. Influence of leak path friction on labyrinth seal inlet swirl. *Mechanical Engineering Department, Virginia Tech, Blacksburg, VA 24061, United States Tribology Transactions* 52(2), pp. 139-145. doi: 10.1080/10402000802105430.
- [13] Szymański A., Wróblewski W., Fraczek D., Bochon K., Dykas S., Marugi K. Optimization of the Straight-Through Labyrinth Seal with a Smooth Land. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* vol. 140, December 2018. doi: 10.1115/1.4040767.
- [14] Corral, R., Vega, A. Conceptual flutter analysis of labyrinth seals using analytical models-Part I: Theoretical support. *Journal of Turbomachinery*, vol. 140, December 2018. doi: 10.1115/1.4041373.
- [15] Vega A., Corral R. Conceptual flutter analysis of labyrinth seals using analytical models-Part II: Physical interpretation. *Journal of Turbomachinery*, vol. 140, December 2018. doi: 10.1115/1.4041377

- [16] Wolff A. Numerical analysis of gas flow through the labyrinth seal of piston rings of an automotive IC engine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 421, October 2018, Cracow; Poland. doi: 10.1088/1757-899X/421/4/042082.
- [17] Li W., Wang X., Zhang X., Zhu Y., Chen H. Experimental and Numerical Investigations of Closed Radial Inflow Turbine with Labyrinth Seals. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, vol. 140, October 2018. doi: 10.1115/1.4039804.
- [18] Xiong Y., Zhou N., Cai G., Zhou H. Prediction on Working Clearance and Leakage Rate of Labyrinth Seals Based on Windage Heating. *Dongli Gongcheng Xuebao. Journal of Chinese Society of Power Engineering*, vol. 38, pp. 18-23.
- [19] Tarel'nik, V.B., Paustovskii, A.V., Tkachenko, Y.G. et al. Surf. Engin. Appl. Electrochem. (2017) 53: 285. <https://doi.org/10.3103/S1068375517030140>.
- [20] Bondarenko, G., Baga, V., Bashlak, I.: Flow simulation in a labyrinth seal. *Appl. Mech. Mater.* 630(2044), pp. 234–239 (2014).
- [21] Dogu Y., Günaydin I., Kiliçaslan Z., Ileri T., Soganci S. Design and cfd analysis of a 150kw 8-stage orc-rot (organic rankine cycle-radial out-flow turbine) and performance degradation due to blade tip clearance of labyrinth seal. *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, vol. 3, 2018ASME Turbo Expo 2018; Oslo; Norway. doi: 10.1115/GT201875612.
- [22] Chen X.M., Kang S., Zuo W. Research of yaw aerodynamic characteristic of horizontal-axis wind turbine based FlowVision. *Journal of Engineering Thermophysics*, vol. 35, September 2014, pp. 1758-1761.
- [23] Ramanadham M.R., Gaja B., Kanchanapally S.K. Development of cavity shapes of labyrinth seals through CFD analysis. *GTINDIA 2013*; Bangalore, Karnataka; India. doi: 10.1115/GTINDIA2013-3544.

**Сведения об авторах.**



**Бондаренко Герман Андреевич** - канд. техн. наук, профессор кафедры технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: Энергетика и энергоэффективность  
e-mail: [v.baga@kttf.sumdu.edu.ua](mailto:v.baga@kttf.sumdu.edu.ua)



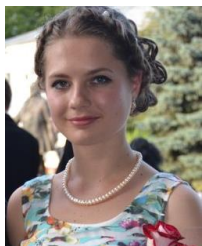
**Бага Вадим Николаевич** - канд. техн. наук, ст. преподаватель кафедры технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: Энергетика и энергоэффективность  
e-mail: [v.baga@kttf.sumdu.edu.ua](mailto:v.baga@kttf.sumdu.edu.ua)



**Ванеев Сергей Михайлович** - канд. техн. наук, доцент кафедры технической теплофизики (ТТФ), заведующий кафедры технической теплофизики; Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: Энергетика и энергоэффективность  
e-mail: [s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua](mailto:s.vaneev@kttf.sumdu.edu.ua)



**Башлак Ирина Анатольевна** – ст. преподаватель кафедры иностранных языков, Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: Методика преподавания иностранных языков на основе проектных работ. Альтернативное оценивание.  
e-mail: [bashlak2582@gmail.com](mailto:bashlak2582@gmail.com)



**Родимченко Татьяна Сергеевна** - аспирант, кафедра технической теплофизики (ТТФ), Сумский государственный университет, г. Сумы, Украина. Область научных интересов: Энергетика и энергоэффективность  
e-mail: [t.rodymchenko@kttf.sumdu.edu.ua](mailto:t.rodymchenko@kttf.sumdu.edu.ua)