

Г. А. Бондаренко, канд. техн. наук, проф., В. Н. Бага, ассистент (Сумский государственный университет), г. Сумы, Украина

Исследование эффективности конструктивных схем лабиринтных уплотнений

Приведены результаты численного и экспериментального исследования лабиринтных уплотнений различных конструктивных исполнений. Изучены особенности рабочего процесса в лабиринтных уплотнениях различных схем. Даны рекомендации по выбору геометрических размеров камер уплотнения. С использованием средств визуализации программного комплекса получены данные о закономерностях структуры потока в расширительных камерах уплотнений, имеющих разную конфигурацию. Уточнено влияние осевого смещения двухъярусного уплотнения.

Ключевые слова: лабиринтное уплотнение, конструктивное исполнение, структура потока, расширительные камеры, осевое смещение.

Наведено результати числового й експериментального дослідження лабіринтових ущільнень різних конструктивних виконань. Вивчено особливості робочого процесу в лабіринтних ущільненнях різних схем. Надано рекомендації щодо вибору геометричних розмірів камер ущільнення. З використанням засобів візуалізації програмного комплексу отримані дані про закономірності структури потоку в розширювальних камерах ущільнень, що мають різну конфігурацію. Уточнено вплив осевого зміщення двоярусного ущільнення.

Ключові слова: лабіринтове ущільнення, конструктивне виконання, структура потоку, розширювальна камера, осеве зміщення.

The results of numerical and experimental studies of the labyrinth seals of various designs. The peculiarities of the workflow in the labyrinth seals of various schemes. Recommendations on the choice of the geometrical sizes of the chambers of the seal. Using visualization software package provided data on the patterns of flow structure in the expansion chamber seals having a different configuration. Clarified the influence of the axial displacement bunk seal.

Keywords: labyrinth seal, the design, the structure of the flow, expansion chamber, the axial displacement.

Данные материалы являются продолжением публикаций цикла работ, посвященных углубленному исследованию широко распространенных в турбомашинах лабиринтных уплотнений. Главное отличие современных исследований состоит в применении, наряду с экспериментальными, численных методов с использованием программных комплексов гидродинамики.

Первая статья [1] была посвящена исследованию “классического” лабиринтного уплотнения с гладким валом. В данной статье исследуются различные модификации конструктивных схем, отличающиеся как формой поверхности вала, так и исполнением гребней. Конструктивные схемы рассмотренных уплотнений представлены на рис. 1. Исследуемые модели имели одинаковую протяженность вдоль оси вращения (кроме варианта б) и идентичные размеры гребней h .

Целью данной работы было определение эффективности раз-

личных конструктивных схем лабиринтных уплотнений. Задачами исследования являлись:

- исследование зависимости расходных характеристик уплотнений от геометрических и режимных параметров;
- изучение особенностей течения газа в элементах уплотнения;

– разработка практических рекомендаций к проектированию лабиринтных уплотнений.

Особенностью работы является учет впервые установленного факта влияния вращения вала на характеристики лабиринтного уплотнения. Методика экспериментального и численного иссле-

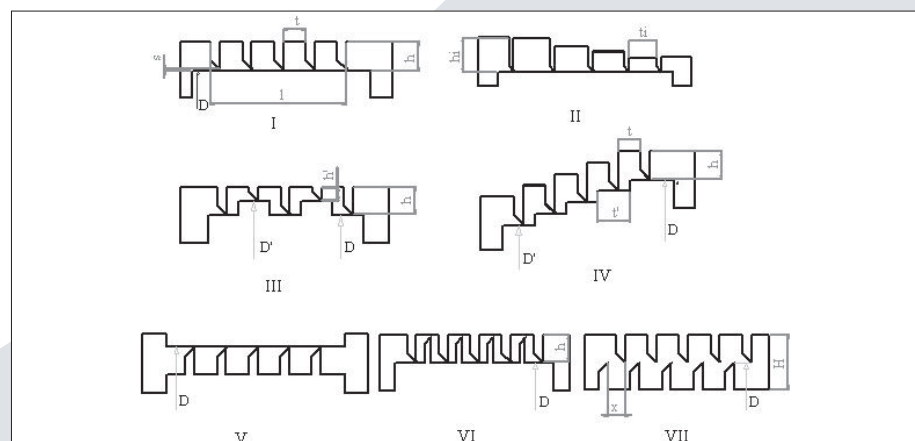


Рис. 1. Схемы лабиринтных уплотнений: I, II – с гладким валом; III, IV – ступенчатое уплотнение; V – с гребнями на валу; VI, VII – с гребнями на втулке и на валу

дования изложена в публикациях авторов [1, 2]. Все данные исследования проведены применительно к лабиринтным уплотнениям проточных частей турбомашин (компрессоров и турбин) в диапазоне параметров: $D = 80$ и 240 мм; число гребней $z = 5$; уплотняемый перепад $p_1 / p_2 = 1,05 \dots 1,21$; частота вращения вала $n = 0 \dots 7000$ об/мин. В качестве характеристик уплотнения приняты измеряемый расход протечки m и условный коэффициент расхода уплотнения $\mu = m / m_m$, где $m_m = \pi \cdot D \cdot s \sqrt{1 + (p_2 / p_1) / z} \cdot \sqrt{(p_1 - p_2) \cdot \rho_1}$ – теоретический расход.

Исследование влияния частоты вращения вала. Центробежные компрессорные машины работают, как правило, при высокой частоте вращения вала до $n = 20000$ об / мин. До настоящего времени не получен ответ на вопрос о влиянии окружной составляющей скорости на расходные характеристики лабиринтного уплотнения. Между тем можно не без оснований предположить, что вязкие струи газа, соприкасаясь с поверхностью вращающего-

ся вала, испытывают трение и за счет закрутки увеличивается длина пробега струй. Это повышает гидравлическое сопротивление потоку в уплотнении. В расчетной практике принято не учитывать вращения вала, в виду предположения о несущественности данного влияния. Поэтому, с целью получения ответа на данный вопрос была проведена серия опытов с уплотнениями модели I (рис. 1) со ступенчатым изменением частоты вращения вала уплотнения. Характерные результаты исследования приведены на рис. 2.

При малом уплотняемом перепаде давления p_1 / p_2 вращение вала не влияет на расход протечки, но с увеличением давления и частоты вращения прослеживается четкая тенденция к уменьшению расхода (рис. 2 а, б). Даже для малой величины уплотняемого перепада и умеренной скорости вращения вала расхождения достигают более 15 %, чем пренебрегать нельзя. Отмечается резкое увеличение значений условного коэффициента расхода с увеличением зазора в уплотнении.

Полученные результаты свидетельствуют о необходимости учета вращения вала при расчетах протечки в лабиринтных уплотнениях.

Влияние размеров камер лабиринтного уплотнения. Лабиринтное уплотнение состоит из чередующегося набора двух элементов – щели, образованной острой кромкой гребня и поверхностями вала и камеры, ограниченных двумя гребнями. Если по влиянию формы щели имеется достаточное количество данных, то по влиянию размеров камеры [3, 4] известны только опыты Эгли [5]. От эффективности процесса гашения скорости струи, вышедшей из щели, зависит расходная характеристика уплотнения. Из-за ограниченного осевого размера t невозможно свободное расширение струи. Поэтому в камере должны быть созданы условия для диффузии струи – размывания ее за счет активного перемешивания с вихревым безрасходным течением, возникающим в камере после внезапного расширения потока, выходящего из щели (рис. 3, а), что приводит к вязкому механизму гашения

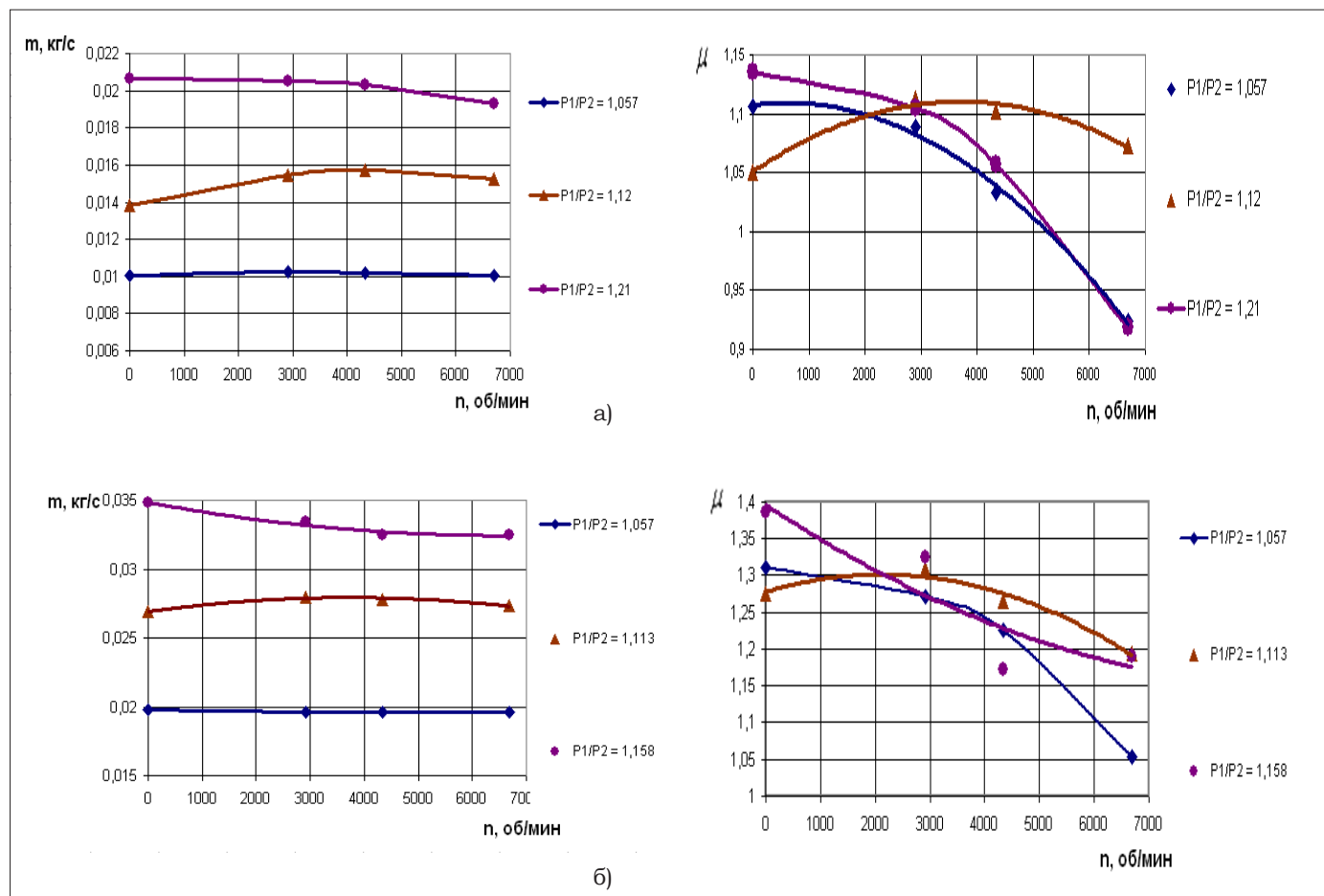


Рис. 2. Экспериментальные зависимости влияния частоты вращения вала на расходные характеристики уплотнения вар. I ($D = 240$ мм, $z = 5$): а) $s = 0,225$ мм; б) $s = 0,37$ мм

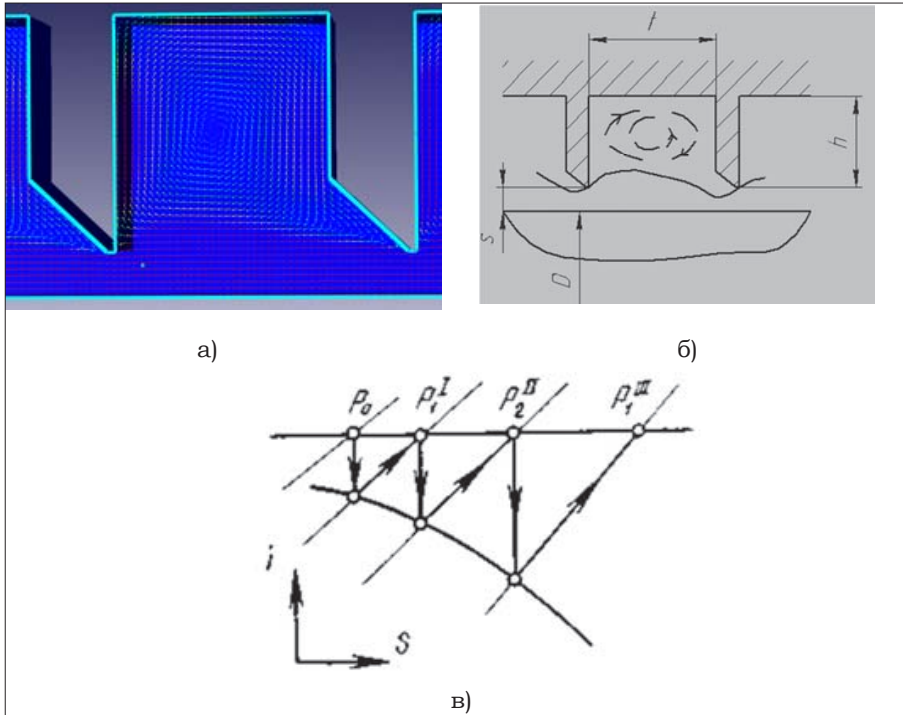


Рис. 3. Течение t в лабиринтном уплотнении:
 а) визуализация потока;
 б) расчетная схема;
 в) процесс в i, s – диаграмме

скорости струи, преобразованию ее энергии в тепло с восстановлением температуры сдресселированного потока. Если условие для полной диффузии не созданы, то часть кинетической энергии потока вследствие торможения его у стенки следующего гребня преобразуется в давление, что снижает эффективность уплотнения, вызывая увеличение расхода через следующую щель.

На эффективность гашения скорости влияют два основных фактора: 1) свободная длина струи t ; 2) объем камеры $t \times h$. При расширении газа (рис 2, в) в каждой последующей камере его удельный объем увеличивается обратно пропорционально давлению (без учета сжимаемости). Из уравнения неразрывности $mv = fc$ следует, что площадь сечения струи должна увеличиваться. Эта площадь, очевидно, связана с высотой камеры h . Уменьшение размера h вызывает обжимающее воздействие на струю со стороны кольцевого вихря. Что касается размера t , то можно утверждать, что чем больше длина пробега струи, тем лучше это для гашения скорости. Таким образом, оба геометрических параметра t , и h определяют условия гашения скорости, хотя, возможно в неравной мере.

При заданном диаметре уплотнения D произведение $t \times h$ вполне характеризует объем камер. Оче-

видно, что наилучшим решением являются как можно большие размеры камер, что конструктивно неприемлемо. Возникает вопрос о выборе величин и количественном соотношении этих размеров. Очевидно, что слишком большая высота h при малом шаге t , как и слишком большое расстояние t при малой высоте камеры h не обеспечивают оптимальную конфигурацию камеры.

С целью оптимизации размеров камер проведено численное исследование вариантов конструктивно-го исполнения уплотнений схемы II, (рис. 1), геометрические размеры которых приведены в табл. 1. Там же приведены и расчетные расходные характеристики.

В качестве исходного варианта принято уплотнение с традиционными размерами всех камер $t = 4$ мм, $h = 5$ мм. Остальные варианты 2...7 сконструированы с увеличивающимися вниз по потоку объемами путем пропорционального увеличения размеров t и h . Исследованы две серии вариантов: 1...7 и 8...14, в которых значения t задавались идентично, а значения h во втором варианте принимались в 1,34 раза большими для оценки влияния величины h .

Результаты исследования в полной мере подтвердили приведенные выше соображения: увеличение размеров камер существенно снижают протечки (до 26 % против исходного варианта), но при этом длина уплотнения увеличивается более, чем в два раза (рис. 4).

Сравнение вариантов двух серий при равных значениях $t_1...t_4$, но разных значениях $h_1...h_4$ свидетельствует о слабом влиянии высоты камер h , т. е. главным фактором является размер t . Пользуясь табл. 1 можно подобрать оптимальные параметры уплотнения с гладким валом с переменным шагом с учетом особенностей конструкции этого узла.

Можно на длине $l = 50$ мм установить 9 гребней, выдерживая геометрические размеры камер исходного варианта, и получить практически такой же коэффициент расхода, как и для варианта 7 с 5-ю гребнями. Следует отметить, что в процессе эксплуатации имеет место износ гребней и засорение камер между гребнями, что приводит к снижению их эффективности, а конструкция вар. 7 менее чувствительна к этим факторам, и технологически проще в изготовлении.

Визуализации течения для варианта 7 с наименьшим зна-

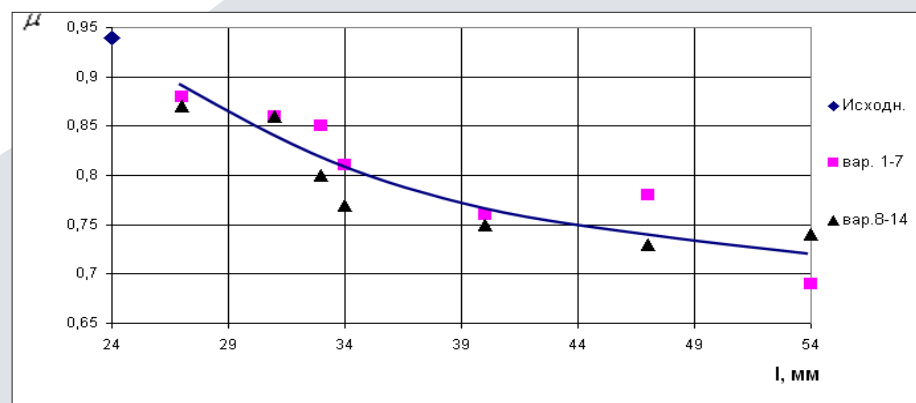


Рис. 4. Зависимость коэффициента μ от длины уплотнения с измененными размерами камер: ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $p_1 / p_2 = 1,06$, $z = 5$)

Таблица 1. Варианты геометрии уплотнений модели б ($z = 5$, $s = 0,225$ мм, $p_1/p_2 = 1,06$, $D = 240$ мм)

№ вар.	t_1	t_2	t_3	t_4	h_1	h_2	h_3	h_4	t/h	l , мм	m , кг/с	μ
Исх.	4	4	4	4	5	5	5	5	0,8	24	0,0084	0,94
1	4	4,5	5	5,5	4,9	5,5	6,1	6,7	0,82	27	0,0079	0,88
2	5	5,5	6	6,5	5,15	5,7	6,2	6,7	0,97	31	0,0077	0,86
3	5,5	6	6,5	7	5	5,5	5,9	6,4	1,1	33	0,0076	0,85
4	5,6	6,2	6,8	7,5	5	5,5	6,1	6,7	1,12	34	0,0073	0,81
5	6,9	7,6	8,5	9	4,9	5,4	6,1	6,4	1,4	40	0,0068	0,76
6	8,5	9,3	10,4	11	5	5,5	6,1	6,5	1,71	47	0,007	0,78
7	9,9	11	12,2	12,9	4,95	5,5	6,1	6,45	2	54	0,0062	0,69
8	4	4,5	5	5,5	6,6	7,4	8,2	9	0,61	27	0,0078	0,87
9	5	5,5	6	6,5	6,9	7,6	8,3	9	0,72	31	0,0077	0,86
10	5,5	6	6,5	7	7,1	8,5	8,4	9,1	0,77	33	0,0072	0,8
11	5,6	6,2	6,8	7,5	6,7	7,5	8,2	9	0,83	34	0,0069	0,77
12	6,9	7,6	8,5	9	6,9	7,6	8,5	9	1	40	0,0067	0,75
13	8,5	9,3	10,4	11	7	7,6	8,5	9	1,22	47	0,0065	0,73
14	9,9	11	12,2	12,9	6,9	7,7	8,5	9	1,43	54	0,0066	0,74

чением коэффициента расхода уплотнения приведены на рис. 5. Вихревые ядра по мере прохождения потока через камеры располагаются ближе к валу и тыльной стороне гребней (рис. 5, а), что свидетельствует об увеличении зоны торможения струй, вытекающих из зазоров под гребнями, и

более эффективном гашении скорости в камерах. Ниже показаны поля векторов скорости для такого же варианта уплотнения, но установленного на диаметре $D = 80$ мм без вращения вала и с вращением (рис. 5, б, в).

С изменением диаметра вала и при наличии окружной составля-

ющей скорости структуры вихревых зон в камерах видоизменяются, что свидетельствует о влиянии масштабного фактора и вращения вала на характеристики лабиринтного уплотнения. Анализ рис. 6 показывает возможность установки 7-го вар. конструкции лабиринтного уплотнения на раз-

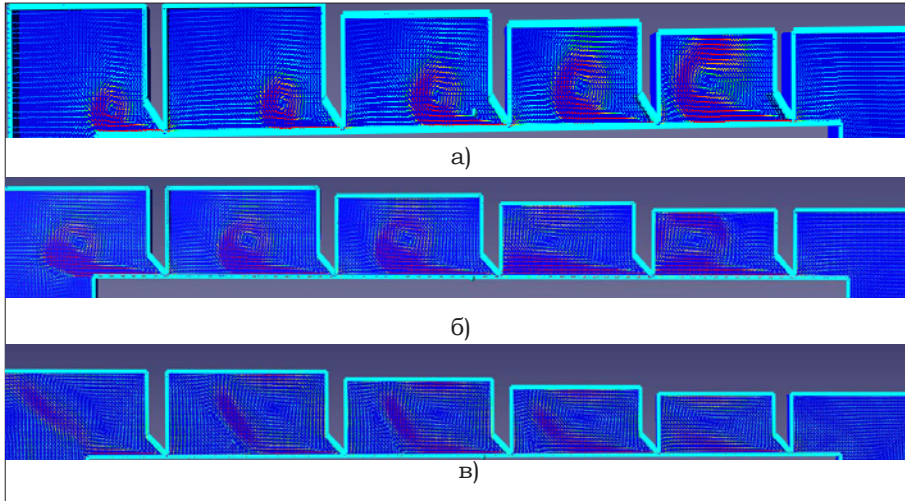


Рис. 5. Векторы скорости: а) $D = 240$ мм, $n = 0$ об/мин, $p_1/p_2 = 1,06$; б) $D = 80$ мм, $n = 0$ об/мин; в) $D = 80$ мм, $n = 6700$ об/мин

личные диаметры, что подтверждено экспериментальными исследованиями. Для $D = 240$ мм коэффициент расхода μ уплотнения с переменным шагом меньше по сравнению с исходным почти на 30 %, а для $D = 80$ мм на 35 %, что весьма существенно. Эти экспериментальные результаты подтвердили корректность результатов, полученных расчетным путем, с использованием программного комплекса Flow Vision.

Исследование ступенчатых уплотнений. С целью выявления особенностей работы ступенчатых уплотнений были численно исследованы варианты III и IV, рис. 1. Результаты исследования приведены на рис. 7 и 8. Из рис. 7 следуют

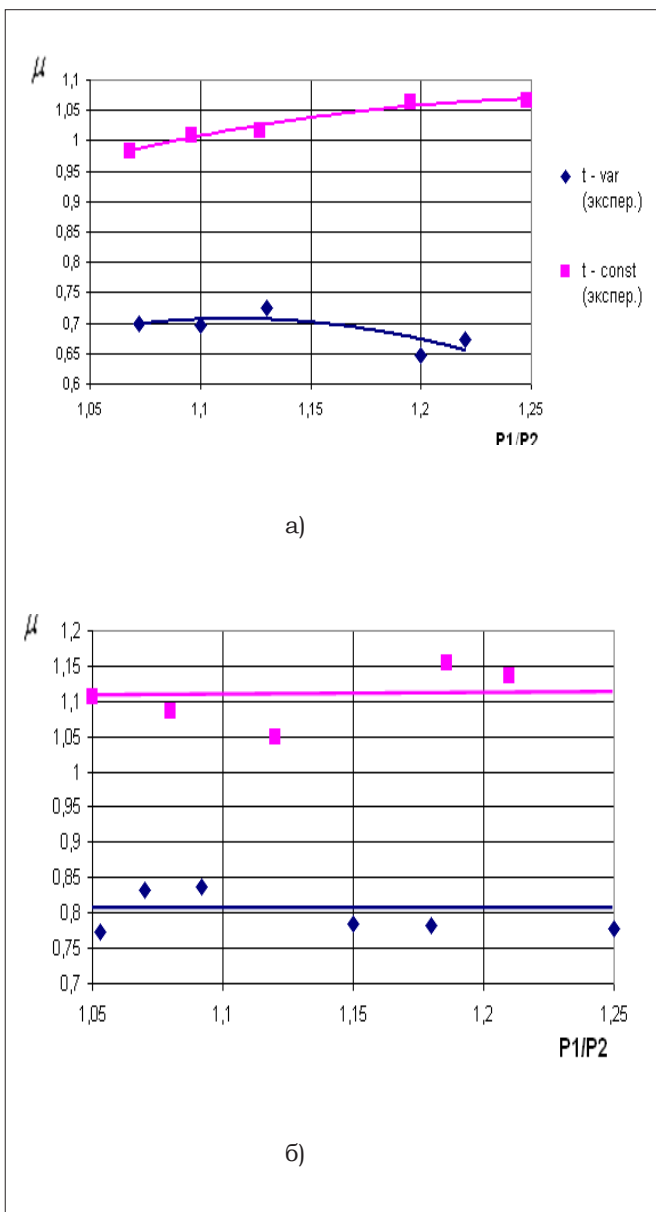


Рис. 6. Результаты экспериментального исследования разработанной конструкции уплотнения (вар. 7): а) $D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм; б) $D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм

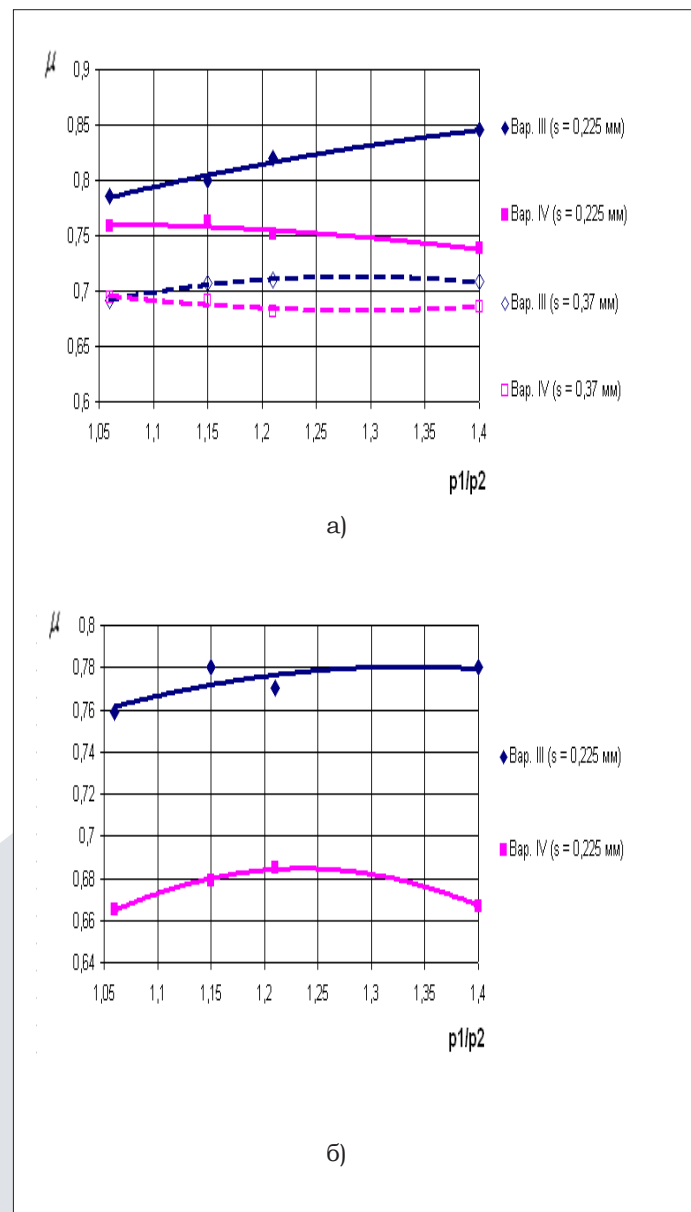


Рис. 7. Расчетные коэффициенты расхода μ для ступенчатых уплотнений $h = 5$ мм, $z = 5$, $n = 0$ об/мин.: а) $D = 240$ мм; б) $D = 80$ мм

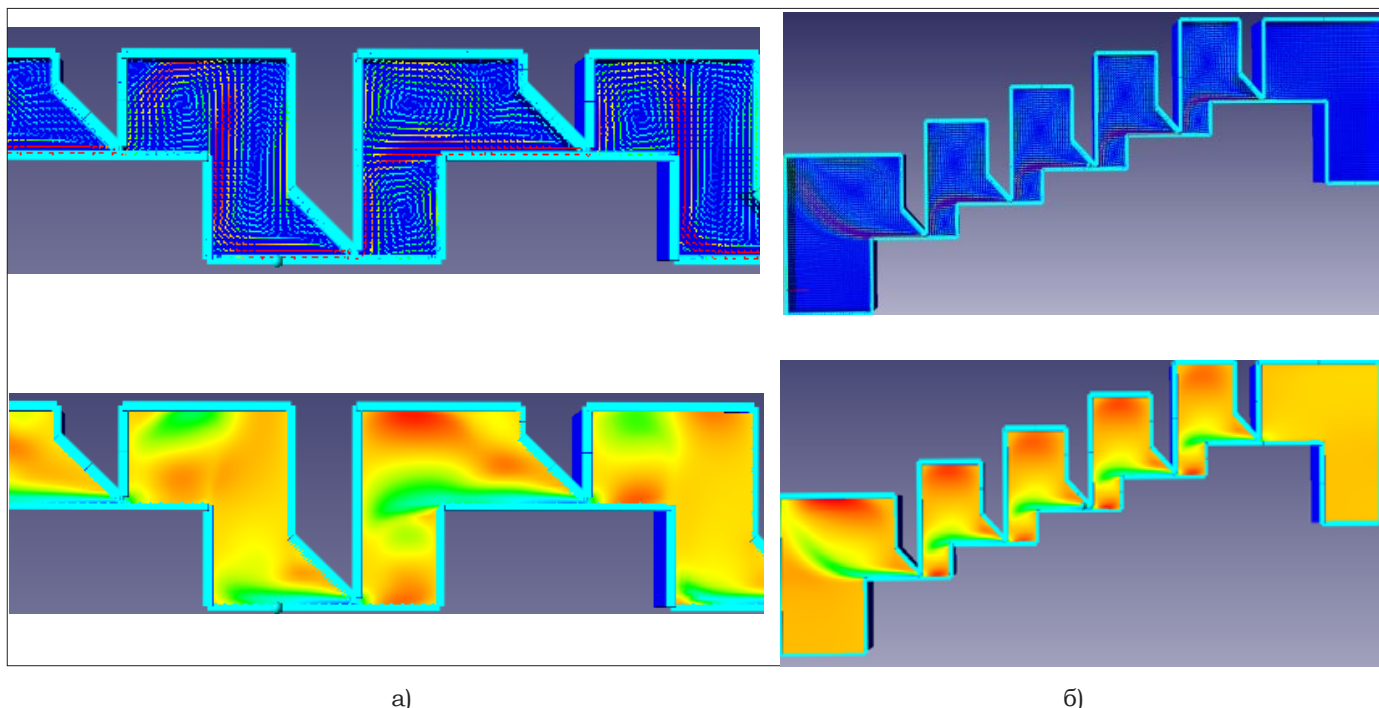


Рис. 8. Визуализации течения в виде полей векторов и скоростей потока в ступенчатых уплотнениях ($D = 240$ мм, $s = 0,225$ мм, $h = 5$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2 = 1,06$): а) вариант III; б) вариант IV

качественное и количественное отличия значений коэффициента μ для схем III и IV. Коэффициент расхода уплотнения схемы III возрастает с ростом перепада давления, в то время как уплотнение схемы IV имеет тенденцию к снижению коэффициента μ с увеличением уплотняемого перепада, что объясняется уменьшением эффективной площади щелей в сочетании со ступенчатообразной геометрией расширительных камер уплотнения. Из рис. 8, а отчетливо видно наличие двух мощных вихревых ядер потока в каждой камере, из-за чего данная конструкция существенно превосходит по эффективности исходный вариант (рис. 3, а). Вариант конструкции IV имеет преимущество в сравнении с вар. III, т. к. не требует разбега втулки уплотнения, что связано с технологическими трудностями изготовления и сборки. Из рис. 7, а видно, что с увеличением радиального зазора ступенчатого уплотнения, его коэффициент расхода снижается, что согласуется с данными [7].

Это объясняется тем, что увеличение проходного сечения щели создает условия для образования более устойчивой вихревой структуры потока в каждой камере уплотнения, которая способствует снижению коэффициента μ . Из зависимостей рис. 7, а и б видно, что варианты геометрии схем III и IV, исследуемые на различных диаметрах, имеют некоторые отличия в

значениях коэффициентов μ , что есть проявлением масштабного фактора.

Исследование влияния расположения гребней уплотнения.

В практике принято, что выполнение гребней на втулке или на валу равнозначно по эффективности. Была выполнена проверка этого «постулата». Применительно к исходному варианту уплотнения ($D = 240$ мм, $z = 5$, $t = 4$ мм, $h = 5$ мм, $s = 0,225$ мм, $p_1/p_2 = 1,06$) проведено численное исследование уплотнения с расположением гребней на валу (вар. V, рис. 1), при неподвижном валу и при его вращении. Итоговые результаты приведены в табл. 2, из которой следует, что при неподвижном валу место расположения гребней не является принципиально значимым, но при наличии окружной составляющей скорости оказалось, что уплотнение с гребнями на валу имеет меньший

коэффициент расхода. При больших значениях уплотняемого перепада следует ожидать большего эффекта.

Сравнение визуализаций течения для этих вариантов на рис. 9, а, б показывает, что в отличие от исходного варианта вихревые ядра между гребнями на валу располагаются в центре камер, а струи представляются более размытыми. При вращении вала с гребнями картина изменяется (рис. 9, в): у поверхности вала образуются парные вихри, течение в камере более турбулизировано, что способствует гашению скорости струи.

С точки зрения эксплуатации предпочтение отдается выполнению гребней на втулке статора, как более ремонтпригодному.

В некоторых случаях применяются уплотнения, выполненные по схеме VI (рис. 1). Численное исследование показало, что этот вариант

Таблица 2. Влияние схемы расположения гребней на характеристики уплотнения

n, об/мин	Вариант I		Вариант V	
	m, кг/с	μ	m, кг/с	μ
0	0,0086	0,96	0,00858	0,958
6715	0,00861	0,961	0,0084	0,938

уплотнения наиболее эффективен: расходные характеристики на 15 % ниже исходных. Такой эффект достигается благодаря вдвое увеличенному количеству гребней и более извилистому пути потока газа, несмотря на чрезмерно уменьшенные размеры камер между гребнями (рис. 9, г).

Такая конструкция имеет крайне ограниченное применение из-за сложности изготовления и сборки, т. к. требуется разъемная конструкция статорной втулки.

Известно, что двухъярусные лабиринтные уплотнения, имеющие гребни на статорной и на роторной его частях (рис. 1 VII) могут достигать большей эффективности по сравнению с классической схемой [6]. При этом важную роль играет величина относительного смещения гребней x , которая в процессе эксплуатации трудно прогнозируема.

Было проведено численное и экспериментальное исследование влияния смещения гребней при одинаковой их высоте $h = 5$ мм. Из результатов исследования, приведенных на рис. 10 видно, что при совпадении положения острых кромок эффективность уплотнения достаточно высока, но смещение гребней всего на 1 мм, ухудшает его эффективность более чем в два раза. Необходимо учитывать тот факт, что при эксплуатации турбомашин, осевые перемещения ротора могут иметь гораздо большее значение чем 1 мм.

Уменьшение высоты гребней в два раза ($h = 2,5$ мм) не оказало заметного влияния на расчетные характеристики.

Визуализации векторов скоростей указывают на различный характер течения: при $x = 0$ в камерах имеют место четкие вихревые структуры с шахматным расположением ядер (рис. 11 а), а при $x \neq 0$ наблюдается струйное течение с синусообразной траекторией (рис. 11 б, в) – острые гребни при этом работают крайне неэффективно.

Очевидно, что такая конструкция может быть эффективной либо в случае строго прогнозируемого сдвига, либо при разношаговых ярусах, позволяющих достигать максимального количества парных гребней со сдвигом, близким к нулю, что возможно при большом количестве гребней.

Нижеприведенная сводная табл. 3 дает представление о сравнительной эффективности раз-

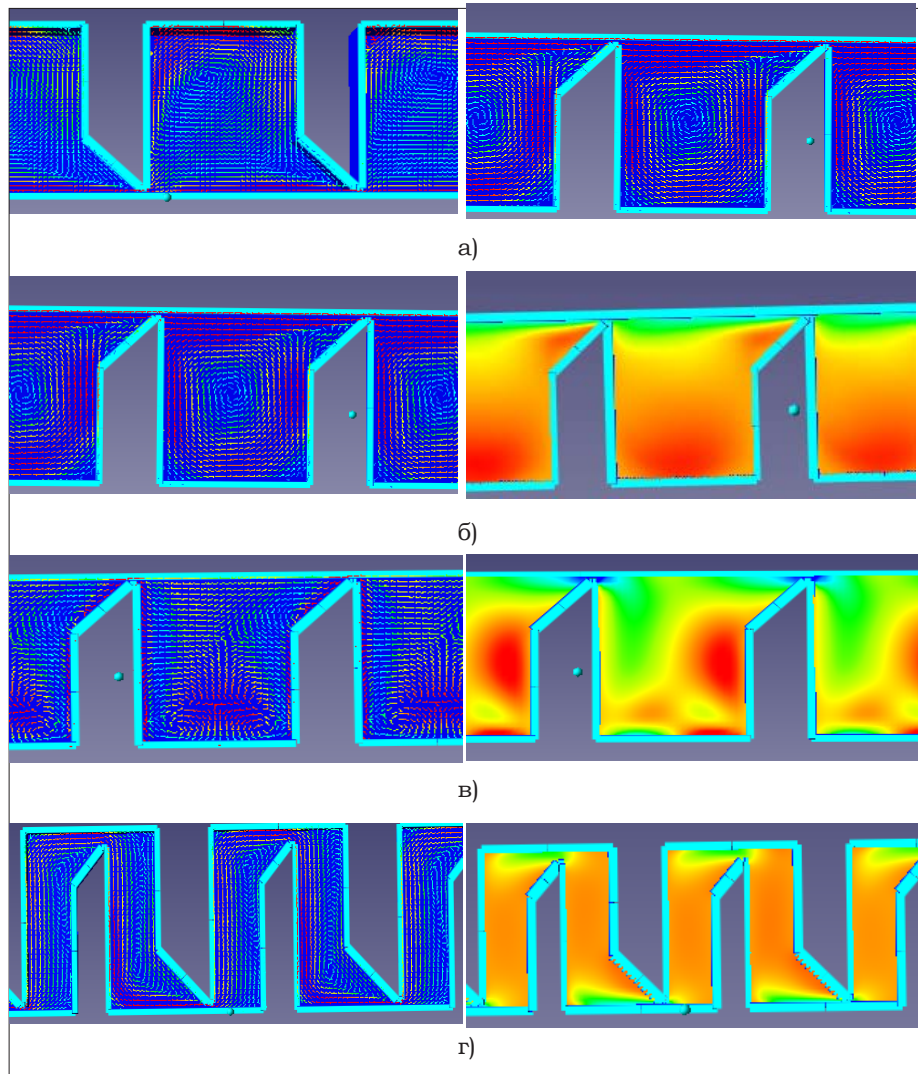


Рис. 9. Визуализации течения: а) схема I ($n = 0$ об/мин); б) схема V ($n = 0$ об/мин); в) схема V ($n = 7000$ об/мин); г) схема VI ($n = 0$ об/мин)

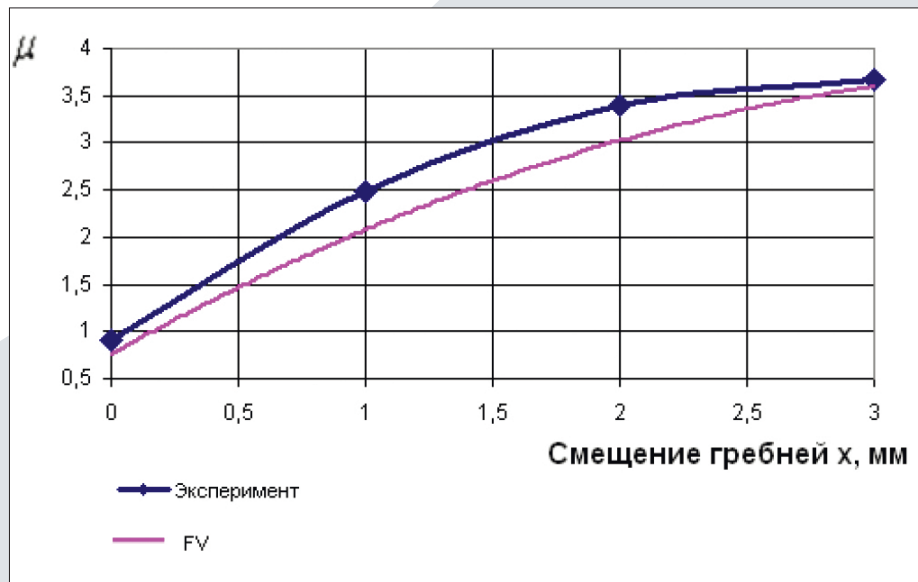


Рис. 10. Влияние на характеристики осевого смещения гребней уплотнения с гребнями на втулке и на валу вар. VII ($D = 80$ мм, $s = 0,225$ мм, $z = 5$, $p_1/p_2 = 1,067$, $n = 0$ об/мин)

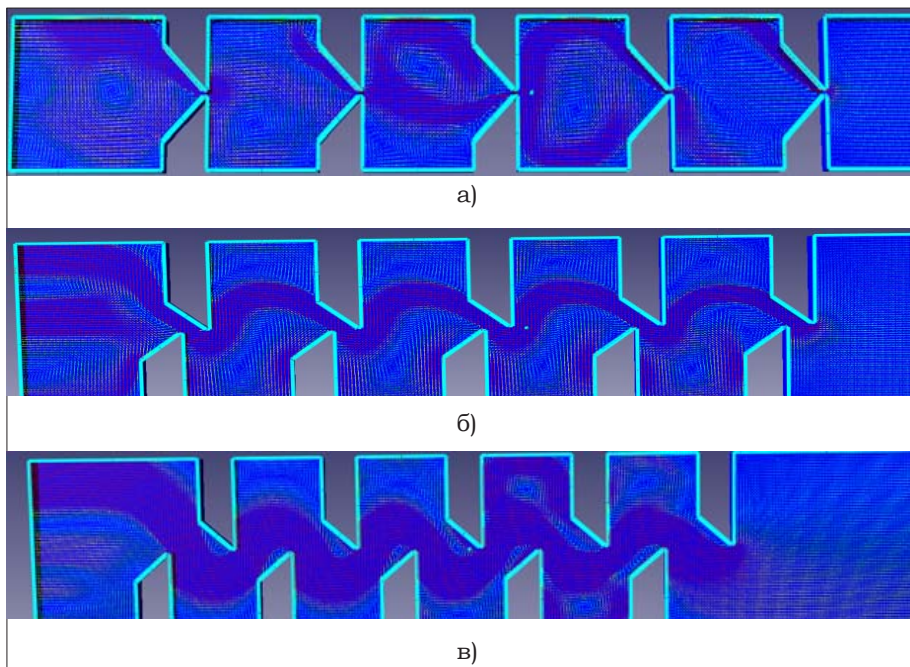


Рис. 11. Некоторые визуализации векторов скорости в уплотнении при изменении смещения гребней втулки и вала ($D=80$ мм, $h=5$ мм, $s=0,225$ мм, $z=5$, $n=0$ об/мин, $p_1/p_2=1,07$): а) $x=0$; б) $x=1$ мм; в) $x=3$ мм

Таблица 3. Расходные характеристики различных моделей уплотнений ($n=0$, $p_1/p_2=1,07$, $D=80$, $h=5$ мм, $z=5$, $s=0,225$ мм)

Схема по рис.1	I	II	III	IV	V	VI	VII
m , кг/с	0,0029	0,0024	0,0024	0,0021	0,0028	0,0028	0,0025
μ	0,865	0,70	0,759	0,665	0,82	0,82	0,735

личных конструкций уплотнений, выполненным по схемам I – VII, детально рассмотренных выше.

Из табл. 3 видно, что уплотнение, выполненное по схеме II с размерами вар. 7 табл. 1, имеет наименьший коэффициент расхода. Недостатком данного уплотнения является более чем в два раза увеличенная длина по сравнению с иными моделями. Наихудшим оказалось исходное уплотнение с гладким валом по схеме I.

В заключение следует отметить, что рациональный выбор конструкции уплотнения, оптимизация его геометрических параметров, учет эффекта вращения вала представляет резерв снижения расхода протечки газа более 15–30 %, что

в пересчете на КПД. ступеней турбомашин эквивалентно увеличению от нескольких десятых долей до нескольких процентов в зависимости от расходности ступеней. Авторы выражают надежду, что их публикации привлекут внимание к устойчивым консервативным взглядам на эту проблему.

Выводы

По результатам численных и экспериментальных исследований различных конструктивных исполнений лабиринтных уплотнений получены новые результаты:

1. Вращение вала приводит к снижению протечки через лабиринтное уплотнение тем больше, чем больше частота вращения.

2. Структура течения в лабиринтных уплотнениях различных типов неоднородна, зависит от схемы и геометрических размеров.

3. Увеличение по ходу течения объемов камер позволяет уменьшить протечку до 30 %.

Список литературы:

1. Бондаренко Г. А. Влияние конструктивных параметров на расходные характеристики лабиринтных уплотнений // Г. А. Бондаренко, В. Н. Бага // Компрессорное и энергетическое машиностроение, 2015. – № 1 (39). – С. 25–31.
2. Бага В. Н. О физическом моделировании лабиринтного уплотнения // Journal of engineering sciences. – № 1 (2014). – С. 1–7.
3. Трояновский Б. М. Расход пара через лабиринтовые уплотнения паровых турбин. – Известия ВТИ, 1950. – № 1. – С. 19–24.
4. Орлик В. Г. Расходные характеристики уплотнений с оди-

ночным и групповым дросселем // М.: “Тяжелое машиностроение”. – № 9. – 1993. – С. 4–7.

5. Селезнев К. П. Теория и расчет турбокомпрессоров. Л.: Машиностроение, 1986, – 389 с.

6. Костюк А. Г. Сравнительные расходные и динамические характеристики радиальных и радиально – осевых лабиринтных уплотнений турбомашин. / А. Г. Костюк, Б. Н. Петрунин // Вестник МЭИ, 1999, № 1, С. 45–47.

7. Орлик В. Г. Сравнительное исследование прямых и ступенчатых лабиринтовых уплотнений для турбомашин // М.: “Энергомашиностроение”, 1979. – № 5. – С. 10–12.