РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ, КОМПРЕССОРЫ

ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ. ВЫБОР ТИПА И РАСЧЕТ ПРОТЕЧЕК

РТМ 24.020.33—75

Издание официальное

МИНИСТЕРСТВО ТЯЖЕЛОГО, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО И ТРАНСПОРТНОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

Москва

gost.e-ecolog.ru

РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Центральным научно-исследовательским и проектно-конструкторским котлотурбинным институтом им. И. И. Ползунова

Директор	**Н. М. МАРКОВ**
Заведующий базовым отраслевым отделом стандартизации	**К. А. СУПРЯДКИН**
Заведующий отделом паровых турбин	**Н. Н. ЕРМАШОВ**
Заведующий отделом газотурбинных установок	**Ю. Г. КОРСОВ**
Исполнители:	**В. Г. ОРЛИК,** **Е. В. ШЕМЯКИНА**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Главным управлением турбинной промышленности Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Главный инженер	**В. П. ГОЛОВИЗНИН**

УТВЕРЖДЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Заместитель министра	**П. О. СИРЫЙ**

УДК 621—135—762(083.75)

Группа Е23

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

ТУРБИНЫ ПАРОВЫЕ И ГАЗОВЫЕ СТАЦИОНАРНЫЕ, КОМПРЕССОРЫ

РТМ 24.020.33—75

ЛАБИРИНТНЫЕ УПЛОТНЕНИЯ. ВЫБОР ТИПА И РАСЧЕТ ПРОТЕЧЕК

Указанием Министерства тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения от 10 апреля 1975 г. № ПС-002/4553 введен как рекомендуемый.

Настоящий руководящий технический материал распространяется на концевые и диафрагменные лабиринтные уплотнения стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров.

Лабиринтные уплотнения служат для ограничения утечек рабочей среды вдоль вала из корпуса турбомашины и перетечек между ступенями и представляют собой ряд последовательно расположенных друг за другом узких кольцевых щелей — зазоров и более или менее просторных полостей — камер. Зазоры между ротором и статором образуются их кольцевыми поверхностями и заостренными кромками гребней, отделяющих камеры друг от друга.

Классификация лабиринтных уплотнений по признакам функционального, аэродинамического, геометрического, кинематического, конструктивного и технологического характера представлена в табл. 1.

Издание официальное **Перепечатка воспрещена**

Таблица 1

Классификация лабиринтных уплотнений

Признак	Типы уплотнений
Функциональный (по назначению)	Концевые, диафрагменные, бандажные
Кинематический (по общему направлению движения среды относительно оси вращения)	Осевые, радиальные, диагональные
Геометрический (по ориентации уплотнительного зазора относительно оси вращения)	С радиальными зазорами, с осевыми зазорами
Аэродинамический (по характеру движения среды и взаимному расположению зазоров)	Прямоточные (сквозные), ступенчатые
Конструктивно-технологические признаки:	
по наличию специального узла, несущего уплотнительные элементы ротора	Втулочные, безвтулочные
то же, для статора	с обоймами (кольцами), без обойм (колец)
по типу крепления уплотнительных деталей статора	жесткие, гибкие (с подвижными сегментными уплотнительными кольцами на пружинах), термоэластичные
по месту расположения уплотнительных гребней (усиков)	с гребнями на роторе, с гребнями в статоре, комбинированные
по конструкции уплотнительных гребней (усиков)	с цельноточеными гребнями, со вставными (зачеканенными) гребнями

1. ВЫБОР ТИПА УПЛОТНЕНИЙ

1.1. При проектировании турбомашины с учетом вероятных радиальных и осевых взаимных перемещений уплотнительных элементов ротора и статора под влиянием температурных, динамических и других эксплуатационных и технологических факторов назначаются основные (определяющие) конструктивные размеры уплотнений — необходимые величины радиального зазора δ и осевого разбега c.

1.2. Исходное значение радиального зазора δ в миллиметрах рекомендуется определять по формуле, учитывающей влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов,

$$\delta = \alpha T\,[0{,}04d + 10^{-5}x\,(L - x)] + 0{,}25.$$

Здесь α — наибольший из коэффициентов температурного расширения для материалов статора или ротора турбомашины, 1/°С;

T — наибольшая температура рабочей среды в корпусе турбомашины по абсолютной шкале, К;

d — диаметр кольцевой уплотнительной щели, мм;

$$L = \frac{L_р + L_ц}{2},$$

где $L_р$ и $L_ц$ — пролет (расстояние между опорами) ротора и пролет корпуса турбины, мм;

$$x = \frac{x_р + x_ц}{2},$$

где $x_р$ и $x_ц$ — расстояние от данного уплотнительного гребня до ближайшей опоры ротора и соответственно до ближайшей опоры корпуса, мм.

Исходное значение зазора может быть скорректировано с учетом дополнительных факторов (см., например, пп. 2.2—2.5) и дифференцировано для верхней, нижней и боковых частей окружности.

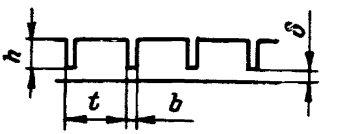
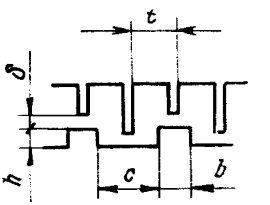
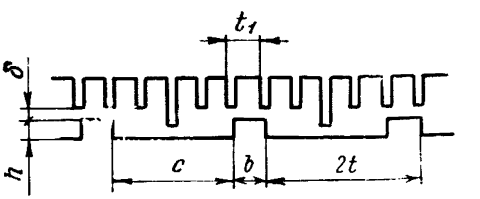
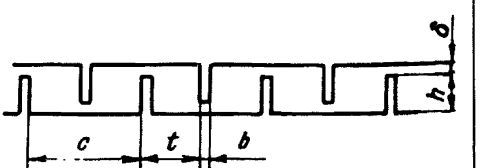
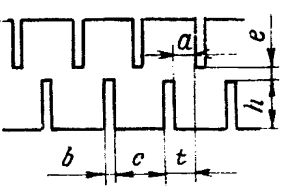
1.3. С целью получения минимальных протечек выбор типа уплотнений в рамках определяющих конструктивных размеров производится по аэродинамическому признаку, отражающему характер движения среды и взаимное расположение зазоров. По этому признаку к применению в турбомашинах рекомендуется пять основных типов уплотнений (табл. 2) с определенными соотношениями геометрических размеров, обеспечивающими в каждом из них минимальную протечку.

Первые четыре типа уплотнений (прямоточное и три ступенчатых) имеют радиальные уплотнительные зазоры, пятый тип — с осевыми зазорами.

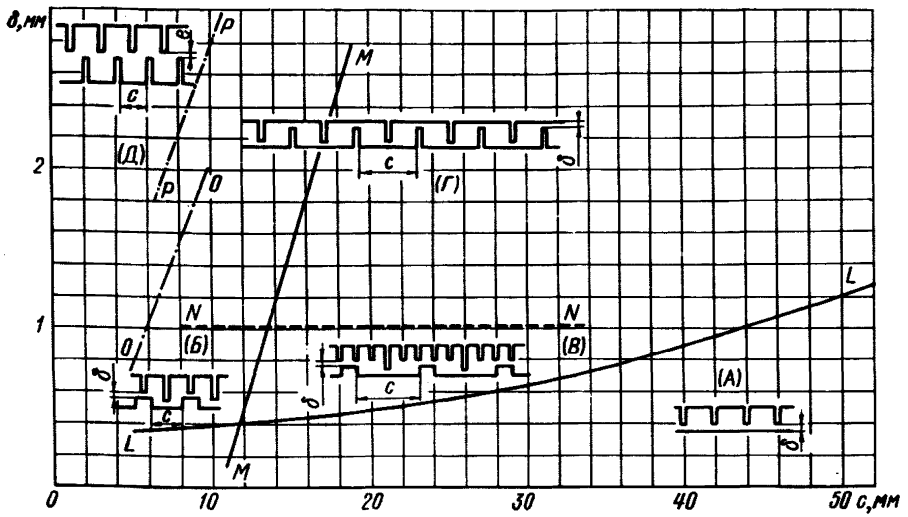
Каждый тип уплотнения имеет предпочтительную область применения в зависимости от необходимых величин радиальных зазоров и осевых разбегов (черт. 1 и табл. 3).

Таблица 2

Основные типы лабиринтных уплотнений и оптимальные соотношения размеров

	Тип уплотнения		Оптимальные соотношения размеров
А	Прямоточное		h принимается минимальным, но не менее 2δ, $t = 2{,}5\ h$
Б	Ступенчатое с выступами и одиночными короткими гребнями		$\frac{c}{2} \geqslant h \geqslant 3\delta$ $b \geqslant c - 3\delta$
В	Ступенчатое с выступами и увеличенным числом коротких гребней		$\frac{c}{2} \geqslant h \geqslant 3\delta$ $b = t_1 \geqslant 3\delta$ $h_{опт} = \frac{c}{3}$
Г	Комбинированное ступенчатое с чередующимися гребнями ротора и статора		$\frac{c}{4} \leqslant h \leqslant \frac{c}{2}$ $h > \delta < \frac{c}{2}$
Д	Уплотнение ЦКТИ с чередующимися гребнями ротора и статора		$h = c$ $e = 0{,}05c$

Области предпочтительного применения основных типов лабиринтовых уплотнений в зависимости от величин радиальных зазоров δ и осевых разбегов *c*



Черт. 1

Таблица 3

Рекомендуемые типы уплотнений в зависимости от значений радиального зазора и осевого разбега

Радиальный зазор δ, мм	Осевой разбег *c*, мм						
	<7	7—9	9—12	12—14	14—35	35—50	>50
<0,5	*А*	*А*	*А*	*А*	*А*	*А*	*А*
0,5—0,7	*Б*	*Б*	*Б*	*В*	*В*	*А*	*А*
0,7—1,0	*Б*	*Б*	*Б*	*Б*	*В*	*В*	*А*
1—1,5	*Д*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*
1,5—2	*Д*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*
2—3	*Д*	*Д*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*
>3	*Д*	*Д*	*Д*	*Г*	*Г*	*Г*	*Г*

Примечание. Буквы *А*, *Б*, *В*, *Г*, *Д* соответствуют обозначению типа уплотнений согласно табл. 2 и черт. 1.

1.4. Прямоточное уплотнение (А)

1.4.1. В рекомендуемом прямоточном (сквозном) уплотнении зазоры находятся на одном диаметре, гребни расположены только в статоре или только на роторе, осевой разбег не ограничен ($c=\infty$). Высоту гребней следует принимать минимально возможной с точки зрения надежности и ремонтопригодности, но не менее удвоенного зазора ($h>2\delta$). Шаг гребней должен быть примерно в 2,5 раза больше высоты ($t\approx 2{,}5h$).

1.4.2. Область предпочтительного применения прямоточного уплотнения — малые радиальные зазоры и большие осевые разбеги:

$\delta = 0{,}4$ мм, $c \geqslant 10$ мм;
$\delta = 0{,}5$ мм, $c \geqslant 20$ мм;
$\delta = 0{,}65$ мм, $c \geqslant 30$ мм;
$\delta = 0{,}9$ мм, $c \geqslant 40$ мм;
$\delta = 1{,}2$ мм, $c \geqslant 50$ мм.

На черт. 1 эта область лежит ниже линии $L-L$, а в табл. 3 обозначена буквами *А*.

1.4.3. Протечки в прямоточном уплотнении уменьшаются при наклоне гребней навстречу потоку (оптимальный угол $\Theta_{1опт}=135°$, черт. 3) и при двустороннем расположении гребней. На протечку не влияет исполнение гребней (кольцевое или по винтовой линии). Однако отклонение от формы *А* (см. табл. 2) не способствует сохранению в эксплуатации исходной величины зазора и исходной конфигурации вследствие возможных задеваний.

1.5. Ступенчатые уплотнения

1.5.1. Следующие три типа уплотнений являются ступенчатыми. Соседние зазоры в них расположены на разных диаметрах (с перекрышей). В уплотнениях с прямоугольными выступами гребни имеют различную высоту и расположены только на роторе или только в статоре.

1.6. Ступенчатое уплотнение с выступами и одиночными короткими гребнями (Б)

1.6.1. Высота выступов должна быть не менее утроенной величины зазора ($h \geqslant 3\delta$); ширина выступов может быть меньше ширины впадины не более чем на утроенную величину зазора ($b \geqslant c-3\delta$). Верхняя граница высоты выступов $h \leqslant c/2$.

1.6.2. Область предпочтительного применения: зазоры δ в пределах 0,4—1,0 мм; осевые разбеги c соответственно не более 12—14 мм. На черт. 1 эта область ограничена линиями $L-L$, $M-M$, $N-N$ и $O-O$, а в табл. 3 обозначена буквой *Б*.

1.7. Ступенчатое уплотнение с выступами и увеличенным числом коротких гребней (В)

1.7.1. Ширина выступов и шаг t_1 коротких гребней выбираются равными между собой и должны быть не менее утроенной величины зазора ($b=t_1 \geqslant 3\delta$). Высота выступов выбирается в пределах $c/2>h>3\delta$, оптимально $h=c/3$.

1.7.2. Область предпочтительного применения: верхняя граница зазора $\delta<1$ мм; нижняя граница зазора в зависимости от осевого разбега

$c=12$ мм, $\delta=0{,}4$ мм;

$c=20$ мм, $\delta=0{,}5$ мм;

$c=30$ мм, $\delta=0{,}65$ мм;

$c=40$ мм, $\delta=0{,}9$ мм.

На черт. 1 эта область расположена справа от линии $M-M$ и ограничена линиями $L-L$, $M-M$ и $N-N$, а в табл. 3 обозначена буквой *В*.

1.7.3. Увеличенное число коротких гребней (тип *В*) предпочтительнее одиночных (тип *Б*) при осевых разбегах $c \geqslant 12 \div 18$ мм и при радиальных зазорах соответственно $\delta=0{,}4 \div 2{,}5$ мм. На черт. 1 в области справа от линии $M-M$ уплотнение *В* предпочтительнее уплотнения *Б*. Сдваивание коротких гребней при меньших значениях осевого разбега (в области слева от линии $M-M$, черт. 1) приводит к росту протечек на 10—20%, но допускается, если в рабочем положении против выступа располагается только один гребень.

1.8. Комбинированное ступенчатое уплотнение с чередующимися гребнями ротора и статора (Г)

1.8.1. Высота гребней комбинированного уплотнения должна составлять от одной четверти до половины осевого разбега ($c/4 \leqslant h \leqslant c/2$).

1.8.2. Комбинированное уплотнение предпочтительнее уплотнений с выступами при радиальных зазорах более одного миллиметра ($\delta \geqslant 1$ мм). Область предпочтительного применения комбинированного уплотнения на черт. 1 расположена выше линии $N-N$ и правее $P-P$, а в табл. 3 обозначена буквой *Г*.

1.9. Уплотнение ЦКТИ (Д)

1.9.1. Уплотнение ЦКТИ имеет регулярно чередующиеся гребни ротора и статора. Радиальный зазор между кромками гребней и дном лабиринтовых камер превосходит высоту гребней ($\delta>h$), т. е. между кромками гребней имеется сквозной просвет e, благодаря чему уплотнение ЦКТИ формально является прямоточным. Однако по зигзагообразному характеру течения его следует отнести к ступенчатым уплотнениям.

1.9.2. Уплотнительным зазором, определяющим протечку, в уплотнении ЦКТИ является осевой зазор $a=t-b$, который примерно вдвое меньше радиального. Оптимальная форма камеры квадратная, т. е. высота гребней равна осевому разбегу ($h=c$). Величину просвета следует принимать равной примерно пяти сотым от высоты гребня ($e=0{,}05\,c$).

1.9.3. Уплотнение ЦКТИ предпочтительнее ступенчатых, если необходимы большие радиальные зазоры и допустимы сравнительно небольшие осевые разбеги. Если для уплотнения с высту-

пами (тип *Б*) при осевых разбегах 6—12 мм требуется радиальный зазор соответственно 1—2 мм, то предпочтительнее использовать уплотнение ЦКТИ. Точно так же уплотнение ЦКТИ становится предпочтительнее комбинированного (типа *Г*), если в последнем при осевых разбегах 6—12 мм требуется радиальный зазор соответственно 1,7—3,0 мм. Область предпочтительного применения уплотнения ЦКТИ на черт. 1 расположена левее линии *О — О* (при сравнении с уплотнением типа *Б*) и левее линии *Р — Р* (при сравнении с комбинированным уплотнением). В табл. 3 эта область обозначена буквой *Д*.

1.10. Сопоставление различных типов уплотнений для более полного учета их геометрических параметров выполняется согласно п. 3.10.

2. КОНСТРУКЦИЯ УПЛОТНЕНИЙ С РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ

2.1. Выбор конструктивного исполнения уплотнений с радиальными зазорами производится с целью облегчения последствий вероятных радиальных задеваний между вращающимися и неподвижными элементами, для чего уплотнения должны удовлетворять следующим требованиям эксплуатационной надежности:

— безотказность, т. е. предотвращение при задевании вынужденного останова турбомашины, особенно с последующей заменой ротора или основных деталей корпуса;

— возможно меньший износ уплотнительных элементов;

— высокая ремонтопригодность, т. е. простота замены изношенных или поврежденных деталей.

2.2. Уплотнительные гребни следует выполнять отдельно от вала или корпуса (с применением зачеканки, на сменных деталях), что дает возможность заменять их в случае повреждения. Выполнение уплотнительных гребней за одно целое с валом или корпусом не рекомендуется. Вынужденное несоблюдение этой рекомендации должно компенсироваться увеличением радиального зазора на величину, равную исходному значению (см. п. 1.2).

2.3. Уплотнительные гребни могут располагаться как в статоре, так и на роторе. Уплотнения с гребнями только на роторе надежнее предохраняют вал от погиба. При наличии гребней в статоре для обеспечения надежности на случай задеваний рекомендуется предусматривать температурную компенсацию ротора в виде тепловых канавок на валу, насадных втулок с тепловыми зазорами, уступов и т. п., обеспечивающих свободу тепловых расширений нагреваемых от трения элементов. При вынужденном невыполнении этой рекомендации следует увеличить радиальный зазор на величину, равную исходному значению. Наиболее ремонтопригодными являются уплотнения с гребнями только в статоре, особенно на сменных деталях.

2.4. Конструкция крепления статорных деталей уплотнения может быть жесткой или гибкой (на пружинах).

Гибкая конструкция предпочтительнее жесткой, которая не рекомендуется при наличии уплотнительных гребней в статоре и при гибкой конструкции вала (рабочая частота вращения выше критической). Вынужденное применение жесткой конструкции уплотнения в этих случаях должно компенсироваться соответствующим увеличением радиального зазора (см. п. 2.5).

Таблица 4

Условия применимости основных конструкций лабиринтных уплотнений с радиальными зазорами

Тип уплотнения	Крепление статорных элементов	
	гибкое	жесткое
С гребнями только на роторе	Гребни сменные или на сменных деталях	Гребни сменные или на сменных деталях; жесткий вал
С гребнями в статоре и комбинированные	Гребни сменные или на сменных деталях; термокомпенсация роторных деталей	Гребни сменные или на сменных деталях; жесткий вал; термокомпенсация роторных деталей; дополнительно увеличенный зазор

Примечание. Вынужденное невыполнение каждого из названных условий должно компенсироваться увеличением радиального зазора на величину, равную исходному значению.

2.5. Условия применимости основных конструктивных типов лабиринтных уплотнений с радиальными зазорами сведены в табл. 4. На уплотнение ЦКТИ эти условия не распространяются, так как оно имеет не радиальные, а осевые зазоры и взаимные радиальные смещения ротора и статора для него не опасны. Рекомендуемые варианты конструктивного исполнения уплотнений показаны в табл. 5. Здесь отсутствует известное «елочное» уплотнение, так как оно менее компактно и более сложно в изготовлении и ремонте.

2.6. В гибкой конструкции степень подвижности уплотнительных сегментов статора в радиальном направлении (люфт s, см. табл. 5) рекомендуется определять, пользуясь формулой

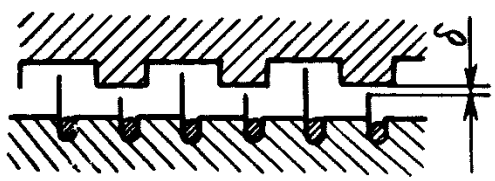
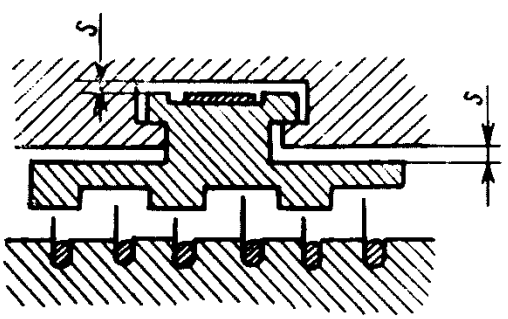
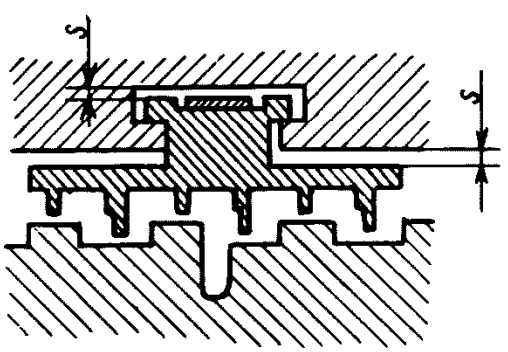
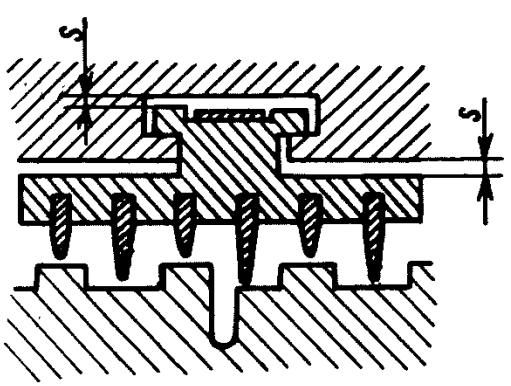
$$s = 7 \cdot 10^{-7} x (L - x),$$

учитывающей расстояния данного уплотнительного кольца до опор ротора и корпуса турбомашины (все размеры — в миллиметрах, обозначения — в разделе 1.2).

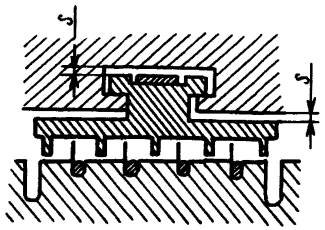
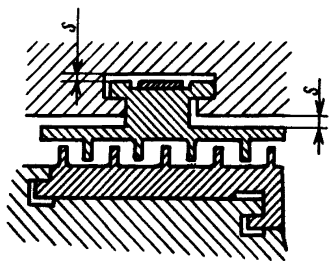
2.7. Материалы, рекомендуемые для изготовления гребней ротора и статора, приведены в табл. 6. Гребни уплотнений подвергаются действию центробежных сил, а также статических и

Таблица 5

Примеры рекомендуемых вариантов конструктивного исполнения ступенчатых уплотнений с радиальными зазорами (нижняя деталь — ротор)

Вариант уплотнения		Примечание
1. Жесткое уплотнение с зачеканенными гребнями в роторе		Рекомендуется для жесткого вала (при использовании с гибким валом требует увеличения зазора δ)
2. Гибкое уплотнение с зачеканенными гребнями в роторе		Ограничений для применения нет
3. Гибкое уплотнение с точеными гребнями в статоре		То же
4. Гибкое уплотнение с вставными гребнями в статоре		"

Продолжение

Вариант уплотнения		Примечание
5. Гибкое уплотнение с точеными гребнями в статоре и зачеканенными в роторе		Ограничений для применения нет
6. Гибкое уплотнение с точеными гребнями в статоре и роторе		То же

циклических нагрузок от перепада давлений и воздействия струи рабочей среды. В периоды пуска и изменений режима работы турбомашины возможны задевания вращающихся элементов за неподвижные, при этом должны быть обеспечены минимальное врезание гребней в ротор и его минимальный разогрев в месте касания.

2.8. Размеры уплотнительных гребней

2.8.1. При выборе конструкции и геометрических размеров уплотнительных гребней (высота h, толщина у основания b_0) следует руководствоваться величиной изгибающих напряжений σ_i от перепада давлений Δp_i (i — порядковый номер гребня), сравнивая ее с пределом текучести $\sigma_т$ для материала гребней при рабочей температуре с учетом коэффициента запаса n:

$$\sigma_i \leqslant \sigma_т/n.$$

Для статорных гребней коэффициент запаса на вероятную неравномерность величины зазора по длине уплотнений рекомендуется принимать равным 1,5; для роторных гребней с учетом

Таблица 6

Материалы уплотнительных гребней

Рабочая температура, °С, не более	Материал		Нормативные документы		
	Марка	Сортамент	на химический состав	на сортамент	на механические свойства
530	Сталь 15ХМА	Поковки	ГОСТ 4543—71	ГОСТ 8479—70	МТУ 13—53 ЛМЗ
550	Сталь 12Х13		ГОСТ 5632—72	ГОСТ 8479—70	МТУ 84—66
550	Сталь 08Х13	Лист	ГОСТ 5632—72	ГОСТ 3680—57	ГОСТ 5582—61
650	Сталь 08Х18Н10Т	0,3—0,4 мм			
650	Сталь 12Х18Н10Т	1,0—2,0 мм			
400	Монель НМЖМц28-2,5-1,5	Лента	ГОСТ 492—73	ГОСТ 5187—70	ГОСТ 5187—70
350	Нейзильбер МНЦ15-20	0,3—0,4 мм 1,0—2,0 мм			
300	Латунь Л68	Лента 1,0—2,0 мм	ГОСТ 15527—70	ГОСТ 2208—70	ГОСТ 2208—70
		Лист 1,0—2,0 мм	ГОСТ 15527—70	ГОСТ 931—20	ГОСТ 931—70

возможного циклического характера напряжений и добавки от центробежных сил рекомендуется принимать $n=2$.

2.8.2. Величина изгибающего напряжения определяется по следующей формуле

$$\sigma_i = 3\Delta p_i (h_г/b_0)^2.$$

Здесь $h_г$ и b_0 следует выражать в одинаковых единицах, например в миллиметрах; σ_i и Δp_i — в кгс/см^2.

Перепад давлений на i-тый гребень определяется как разность давлений до и после него

$$\Delta p_i = p_{i-1} - p_i.$$

2.8.3. Давление за i-тым гребнем p_i определяется по формуле:

$$p_i = \sqrt{\frac{(z-i)\,p_0^2 + ip^2}{z}},$$

где z — количество гребней в уплотнении;

p_0, p_z и $p_к$ — начальное, конечное и критическое давление среды;

p — давление среды в последнем зазоре:

$$p = p_z \quad \text{при} \quad p_z > p_к,$$

$$p = p_к \quad \text{при} \quad p_z \leqslant p_к;$$

$$p_к = \frac{0{,}85p_0}{\sqrt{z+1{,}5}} \text{ — для пара;} \quad p_к = \frac{0{,}65p_0}{\sqrt{z+0{,}5}} \text{ — для воздуха.}$$

2.8.4. При сдвоенных гребнях давление за первым ниже, чем за вторым, из-за эжекционного эффекта, поэтому на изгиб следует рассчитывать первый гребень из i-той пары на увеличенный перепад $\Delta p_i' = 1{,}7\,\Delta p_i$.

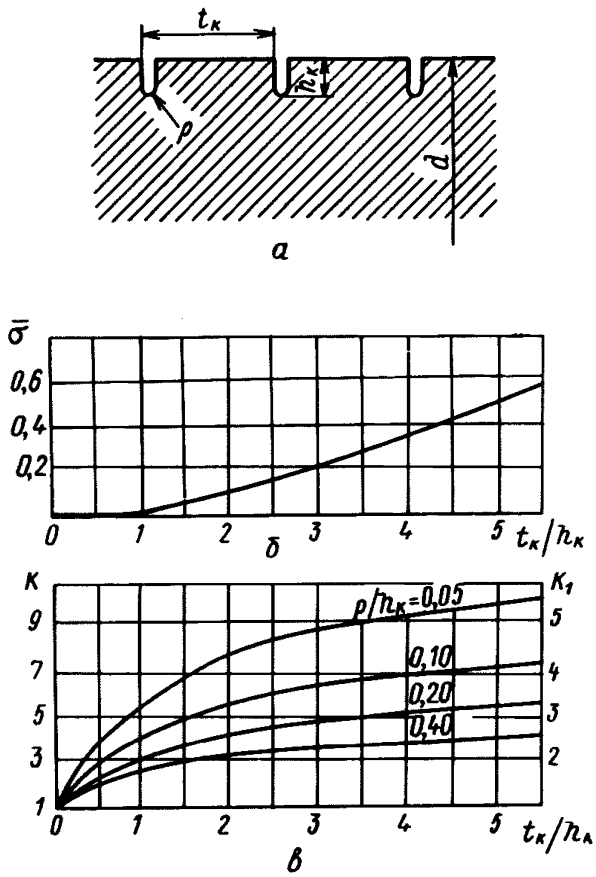
2.9. Термокомпенсационные канавки на валу

2.9.1. В лабиринтных уплотнениях с радиальными зазорами при наличии гребней в статоре и отсутствии насадных защитных втулок, уступов и т. п. (см. п. 3.3) с целью предотвращения погиба вала от односторонних задеваний его поверхности за уплотнительные гребни рекомендуется выполнять на валу термокомпенсационные канавки (черт. 2, а).

2.9.2. В уплотнениях рекомендуемой конструкции с гибким креплением статорных элементов необходимая для эффективного снижения температурных напряжений глубина канавок составляет 0,025 от диаметра вала, т. е. $h_к = 0{,}025\,d$. При жестком креплении статорных элементов такая глубина канавок может быть допущена лишь для латунных гребней; при использовании более твердых материалов глубина термокомпенсационных канавок $h_к$ должна быть увеличена: в случае изготовления статорных гребней из бронз или нейзильбера — до $0{,}05\,d$, а при гребнях из стали, никеля, монель-металла и других тугоплавких материалов — до $0{,}075\,d$.

2.9.3. Для эффективного снижения температурных напряжений в межканавочной зоне необходимо, пользуясь графиком черт. 2, *б*, выдерживать определенные соотношения между шагом и глубиной термокомпенсационных канавок: при $t_к/h_к=5$ напряжения сни-

Влияние размеров термокомпенсационных канавок на напряженное состояние вала



а — схематическое изображение вала с канавками; *б* — зависимость относительных напряжений $\bar{\sigma}$ на поверхности вала от размеров термокомпенсационных канавок; *в* — концентрация напряжений на изгиб K_σ на кручение и сдвиг K_τ

Черт. 2

жаются в два раза по сравнению с валом без канавок; при $t_к/h_к=2{,}5$ — в 6 раз; при $t_к/h_к=1$ напряжения в межканавочной зоне практически отсутствуют.

2.9.4. Термокомпенсационные канавки на валу вызывают концентрацию температурных напряжений при изменении температурного режима турбомашины. Для повышения маневренности и увеличения моторесурса турбомашины необходимо снижать коэффициент концентрации напряжений за счет надлежащего выбора соотношений между шагом, глубиной и радиусом скругления про-

филя канавок, пользуясь графиком на черт. 2, *в*. В случае невозможности обеспечить заданный моторесурс при наличии канавок следует отказаться от них и пойти на увеличение радиального зазора в уплотнении согласно п. 2.3 и табл. 4 или применить уплотнение, не требующее канавок, например с уступами, защитными втулками на валу, гребнями только на роторе, уплотнение ЦКТИ, в некоторых случаях — «елочное» уплотнение без втулок.

Примечание. Графиком черт. 2, *в* можно пользоваться и при оценке концентрации напряжений у пазов для зачеканки уплотнительных гребней.

3. РАСЧЕТ ПРОТЕЧЕК

3.1. Расчетная формула

3.1.1. Для расчета протечек среды через лабиринтное уплотнение используется зависимость типа формулы Стодолы с поправочным коэффициентом расхода, учитывающим сужение струи в зазоре и неполноту гашения скорости потока в лабиринтовой камере.

В международной системе единиц (СИ) расчетная зависимость имеет вид

$$G = \alpha_0 \zeta \pi d \delta_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v_0}}.$$

Здесь G — протечка, кг/с;

α_0 — коэффициент расхода;

ζ — поправка на малое число зазоров в уплотнении;

d — диаметр кольцевой щели, м;

δ_0 — расчетный зазор, м;

z — число зазоров или дросселей (в уплотнении типа *В* равно сумме чисел длинных гребней и выступов);

v_0 — начальный удельный объем среды, м³/кг;

p_0, p_z и $p_к$ — статические начальное, конечное и критическое давления среды, Па;

$$p = p_z \quad \text{при} \quad p_z > p_к,$$

$$p = p_к \quad \text{при} \quad p_z \leqslant p_к,$$

$p_к = \frac{0{,}85 p_0}{\sqrt{z + 1{,}5}}$ — для пара, $p_к = \frac{0{,}65 p_0}{\sqrt{z + 0{,}5}}$ — для воздуха.

При использовании более употребительных единиц (мм — для линейных размеров и кгс/см² — для давлений) расчетная зависимость приобретает вид

$$G = 10^{-4} \alpha_0 \zeta \pi d \delta_0 \sqrt{g \frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v}},$$

где $g = 9{,}8$ м/с². Если при этом необходимо выразить протечку в килограммах в час, то можно пользоваться формулой

$$G = 1{,}13 \alpha_0 \zeta d \delta_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{z p_0 v}}.$$

При линейном изменении проходных сечений от первого к последнему дросселю, что характерно, например, для радиального или диагонального типа уплотнений из-за переменного значения диаметра d, а в осевых уплотнениях может иметь место при переменном значении зазора δ_0, задаваемом в соответствии с расстоянием от опоры ротора или корпуса (см. п. 1.2), в вышеприведенные формулы следует подставлять величины среднегеометрических диаметров или зазоров:

$$d_{ср} = \sqrt{d_1 d_z}; \quad \delta_{0ср} = \sqrt{\delta_{01}\delta_{0z}}.$$

3.1.2. При различных проходных сечениях $f_{0i} = \pi d_i \delta_{0i}$ и коэффициентах расхода α_{0i} дросселей (вследствие неодинаковых диаметров d_i и зазоров δ_{0i}, а также разных условий обтекания) для расчета следует применять более общие формулы:

— в международной системе единиц СИ (f_{0i} в м^2)

$$G = \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{p_0 v_0 \sum\limits_{i=1}^{z} \frac{1}{\alpha_{0i}^2 f_{0i}^2}}};$$

— если сечения выражены в квадратных миллиметрах, а давления — в *кгс/см*^{2}, то

$$G = 10^{-4} \sqrt{\frac{g \dfrac{p_0^2 - p^2}{}}{p_0 v_0 \sum\limits_{i=1}^{z} \frac{1}{\alpha_{0i}^2 f_{0i}^2}}}.$$

3.1.3. Схема расчета и пояснения к формулам представлены в пп. 3.2—3.8.

3.2. Расчетный зазор (см. также п. 3.12).

3.2.1. Сужение струи в зазоре ($\delta' < \delta$) имеет место при достаточно острой входной кромке гребня, что выражается условием $r < 0{,}6\delta$,

где r — радиус скругления (черт. 3).

При этом отрыв струи от гребня происходит на расстоянии $\delta_0' > \delta$, определяемом формулой

$$\delta_0' = \delta + r(1 - \cos\theta_0),$$

где θ_0 — угол наклона входной стенки гребня.

Расчетное значение зазора δ_0 определяется с учетом влияния толщины кромки

$$\delta_0 = \delta_0' \beta.$$

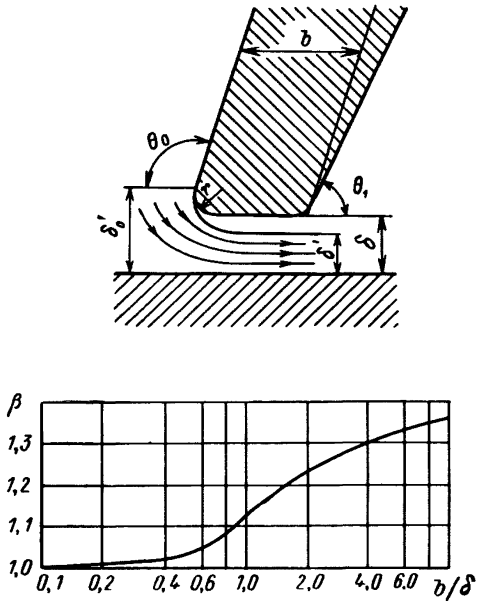
Поправка β на толщину кромки b находится из графика черт. 3 в зависимости от относительной толщины кромки b/δ.

При $b/\delta \leqslant 0{,}5$ влияние толщины кромки несущественно.

Для уплотнения ЦКТИ расчетный зазор равен шагу гребней: $\delta_0 = t$.

3.2.2. При большем значении радиуса скругления ($r \geqslant 0{,}6\delta$) течение в зазоре происходит, как в суживающемся сопле, т. е. без сужения струи после выхода из зазора ($\delta' = \delta$), и в качестве рас-

Определение поправки β к расчетной величине зазора, учитывающей влияние толщины кромки гребня



Черт. 3

четного следует принимать фактический зазор ($\delta_0 = \delta$), коэффициент расхода при этом учитывает только степень гашения скорости потока в камере. В уплотнении ЦКТИ этот случай имеет смысл лишь при наличии перекрыши ($e < 0$, уплотнение Келера), когда расчетный зазор следует принимать равным осевому ($\delta_0 = t - b = a$).

3.3. Режим течения

3.3.1. На величину протечки и на выбор расчетных зависимостей существенно влияет степень заполнения струей поперечного сечения лабиринтовой камеры, что определяется отношением ширины камеры H к расчетной длине струи l:

при $H/l > 0{,}24 + \delta/l$ струя не заполняет всей камеры по ширине;

при $H/l \leqslant 0{,}24 + \delta/l$ поток заполняет все сечение камеры.

В переходных зонах при $H/l=0{,}9\div1{,}1$ $(0{,}24+\delta/l)$ и $r=0{,}55\div0{,}65\delta$ принимаются формулы, дающие большие значения протечек.

3.4. Ширина камеры

3.4.1. Ширина лабиринтовой камеры (табл. 2) в уплотнениях с радиальными зазорами равна сумме зазора и высоты гребня (выступа):

$$H=h+\delta.$$

В уплотнении типа *Б* в формулу подставляется высота длинного гребня $h_г$.

В уплотнении ЦКТИ (тип Д) ширину камеры следует определять лишь при наличии перекрыши гребней ($e<0$, уплотнение Келера); она равна в этом случае осевому зазору, т. е. $H=t-b=a$.

3.5. Расчетная длина струи (табл. 2)

3.5.1. В прямоточном уплотнении (тип *А*) расчетная длина струи определяется в зависимости от геометрии лабиринтовой камеры следующими формулами:

$$l=t+t\sin 2\theta_1 \quad \text{при} \quad t\leqslant h,$$

$$l=2t-h+h\sin 2\theta_1 \quad \text{при} \quad t>h.$$

Здесь θ_1 — угол наклона выходной стенки гребня (черт. 3).

3.5.2. В ступенчатом уплотнении с выступами и одиночными короткими гребнями (тип *Б*) расчетная длина струи $l=t+h$, то же следует принимать и в так называемом «елочном» уплотнении, которое, однако, менее компактно.

3.5.3. В уплотнении с выступами и увеличенным числом коротких гребней (тип *В*) расчетная длина струи

$$l=2t-\frac{b}{2}.$$

3.5.4. В комбинированном уплотнении (тип Г) расчетная длина струи определяется формулами:

$$l=2t \quad \text{при} \quad t>h,$$

$$l=2h \quad \text{при} \quad t<h.$$

3.5.5. В уплотнении ЦКТИ расчетная длина струи равна длине полуокружности с диаметром, равным шагу гребней,

$$l=\frac{\pi t}{2}.$$

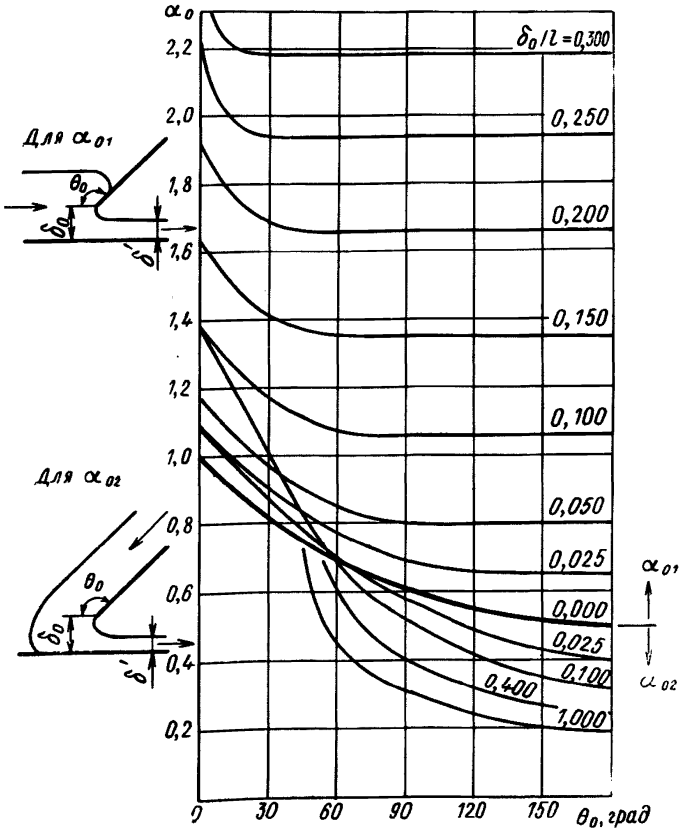
При наличии перекрыши гребней ($e<0$) длина струи определяется формулой

$$l=\frac{\pi t}{2}-2e.$$

3.6. Расчет уплотнений при наличии свободной струи в камере перед щелью $(H/l>0{,}24+\delta/l)$

3.6.1. При умеренном скруглении кромки гребня ($r<0{,}6\delta$) коэффициент расхода α_0 для уплотнений с радиальными зазорами (типы А, Б, В, Г) определяется в зависимости от их геометриче-

Зависимость коэффициента расхода α_{01} прямоточных (тип А) и α_{02} ступенчатых (типы Б, В и Г) уплотнений с умеренно скругленными кромками от геометрических параметров при наличии свободной струи в камере



Черт. 4

ских параметров (θ_0, δ_0/l) по табл. 7, графикам черт. 4 или по эмпирическим приближенным формулам:

для прямоточного уплотнения

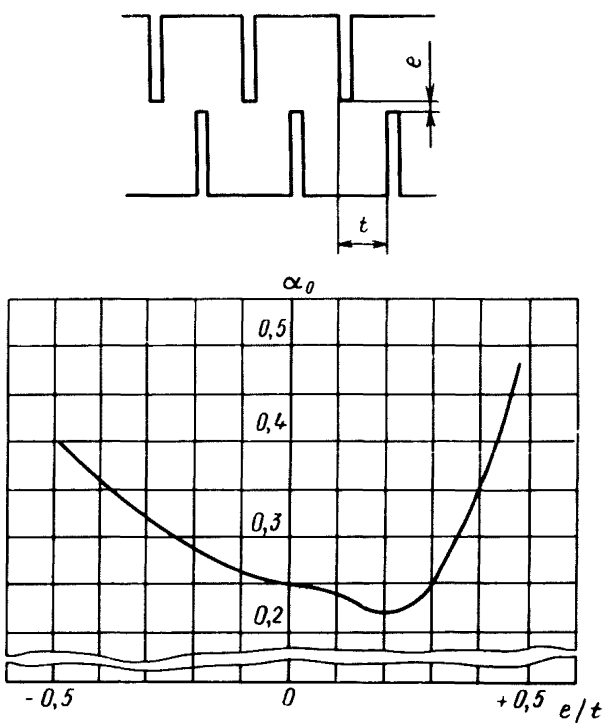
$$\alpha_0 \approx \frac{1}{1+\sin\frac{\theta_0}{2}} + 5\,\frac{\delta_0}{l},$$

Таблица 7

Величина коэффициента расхода α_0 при наличии в камере свободной струи

δ_0/l	Тип уплотнения			
	Прямоточное	Ступенчатое		
	$\theta_0=80\div180^\circ$	$\theta_0=90^\circ$	$\theta_0=135^\circ$	$\theta_0=180^\circ$
0	—	0,611	0,538	0,500
0,05	0,800	0,553	0,417	0,360
0,10	1,060	0,513	0,374	0,317
0,20	1,660	0,455	0,322	0,280
0,30	2,179	0,423	0,298	0,256
0,40	2,560	0,398	0,279	0,240
0,50	2,850	0,379	0,262	0,228
0,60	3,130	0,360	0,250	0,218
0,80	—	0,327	0,233	0,202
1,00	—	0,305	0,220	0,188

Зависимость коэффициента расхода уплотнения ЦКТИ от просвета



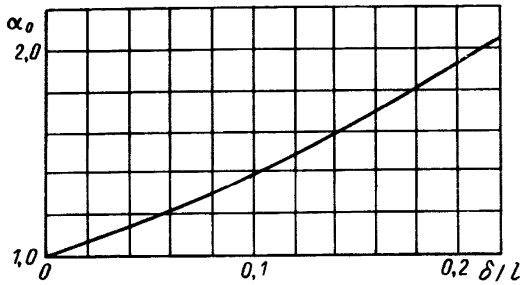
Черт. 5

для ступенчатых уплотнений

$$\alpha_0 \approx \frac{1}{1 + \sin\frac{\theta_0}{2} + 3\sin^3\frac{\theta_0}{2}\sqrt{\frac{\delta_0}{l}}}.$$

Определение коэффициента расхода уплотнения ЦКТИ (тип *Д*) в зависимости от величины просвета e производится по экспериментальному графику на черт. 5. Минимальное значение коэффициента расхода уплотнения ЦКТИ $\alpha_{0\ min} = 0{,}22$ имеет место при отношении просвета к шагу $e/t = 0{,}2$.

Зависимость коэффициента расхода уплотнений с большим скруглением кромок от относительного зазора при наличии свободной струи в камере



Черт. 6

3.6.2. При большом скруглении кромок ($r \geqslant 0{,}6\delta$) коэффициент расхода α_0 для всех типов уплотнений определяется в зависимости от геометрических параметров по графику черт. 6 или по эмпирической приближенной формуле

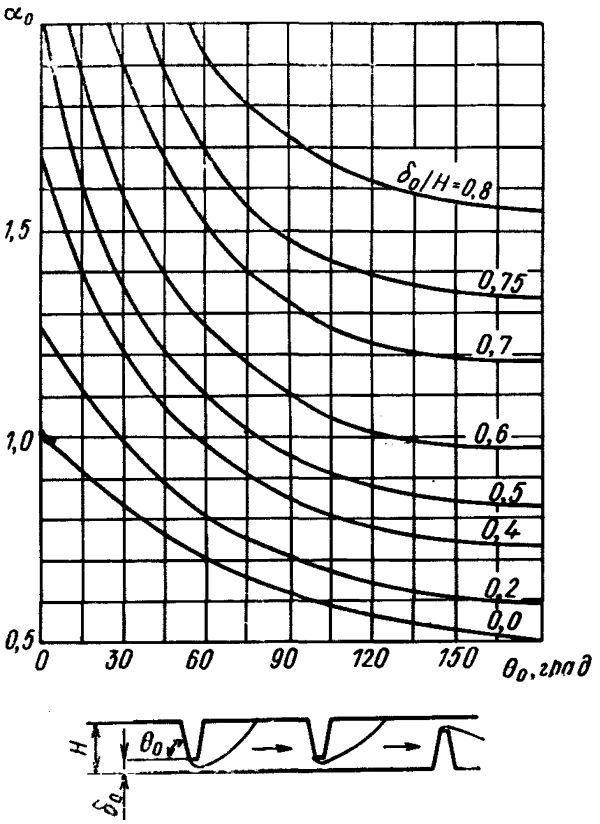
$$\alpha_0 \approx 1 + 4\frac{\delta}{l}.$$

3.7. Расчет уплотнений при заполнении потоком всего сечения лабиринтовой камеры ($H/l \leqslant 0{,}21 + \delta/l$)

3.7.1. При умеренном скруглении кромок гребней ($r < 0{,}6\delta$) в прямоточных и ступенчатых уплотнениях (типа *А*, *В* и *Г*) с камерами, вытянутыми в направлении течения, коэффициент расхода определяется в зависимости от геометрических параметров (θ_0, δ_0/H) по табл. 8, графикам черт. 7 или по эмпирической формуле

$$\alpha_0 \approx \frac{1}{1 - \frac{\delta_0}{H} + \sin\frac{\theta_0}{2}\sqrt{1 - \frac{\delta_0}{H}}}.$$

Зависимость коэффициента расхода уплотнений с умеренно скругленными кромками от геометрических параметров при заполнении потоком всего сечения камеры



Черт. 7

Таблица 8

Величина коэффициента расхода α_0 при заполнении потоком всего сечения камер, вытянутых в направлении потока

δ_0/H	Угол наклона гребня θ_0, град				
	0	45	90	135	180
0	1,00	0,747	0,611	0,538	0,500
0,1	1,11	0,806	0,652	0,577	0,540
0,2	1,25	0,877	0,702	0,625	0,590
0,3	1,43	0,964	0,765	0,686	0,650
0,4	1,67	1,068	0,847	0,754	0,734
0,5	2,00	1,200	0,949	0,854	0,827
0,6	2,50	1,390	1,099	0,990	0,970
0,7	3,33	1,650	1,323	1,200	1,180
0,8	5,00	2,145	1,712	1,580	1,546
0,9	10,00	3,260	2,630	2,415	2,405
1,0	∞	∞	∞	∞	∞

В уплотнении ЦКТИ заполнение потоком всего сечения камер происходит лишь при наличии перекрыши ($e<0$); в этом случае оно известно под названием «уплотнение Келера».

В диапазоне перекрыш $1<-e/t<4$ и при $b<0{,}4t$ справедлива формула

$$\alpha_0=\frac{1}{2{,}41-\dfrac{1}{1-b/t}}.$$

При бо́льших перекрышах и при $b>0{,}4\,t$ необходимо учитывать трение о стенки.

3.7.2. При большом скруглении кромок ($r\geqslant 0{,}6\delta$) коэффициент расхода всех типов уплотнений определяется по формуле

$$\alpha_0=\frac{1}{1-\dfrac{\delta}{H}}.$$

3.8. Расчет уплотнений при полном гашении скорости

3.8.1. Влияние скорости потока перед щелью перестает практически ощущаться при $\delta/l<0{,}01$ или $\delta/H<0{,}04$.

3.8.2. Коэффициент расхода α_0 в уплотнениях с радиальным зазором при умеренно скругленной кромке ($r<0{,}6\delta$) и полном гашении скорости зависит только от угла наклона гребня θ_0 и определяется по табл. 7 или 8 и по графикам черт. 4 или 7 при значениях $\delta_0=0$, а также по эмпирической формуле

$$\alpha_0=\frac{1}{1+\left(\sin\dfrac{\theta_0}{2}\right)^{1{,}25}}\approx\frac{1}{1+\sin\dfrac{\theta_0}{2}}.$$

3.8.3. При большом скруглении кромки ($r\geqslant 0{,}6\delta$) и полном гашении скорости коэффициент расхода равен единице.

3.9. Расчет уплотнений при малом числе зазоров

3.9.1. При малом числе зазоров ($z\leqslant 8$), особенно если условия входа и выхода потока в первом и последнем дросселе отличаются от остальных, расчет уплотнений ведется по формуле

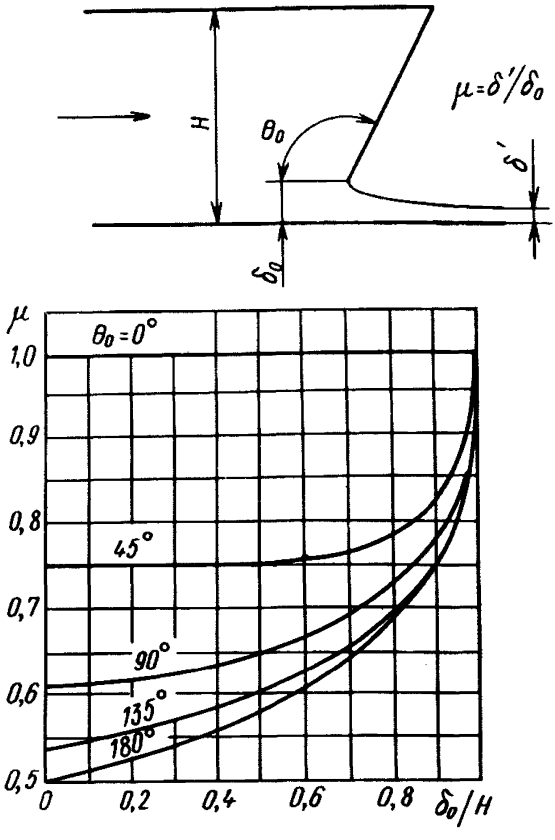
$$G=\frac{\sqrt{\dfrac{p_0^2-p^2}{p_0v_0}}}{\sqrt{\displaystyle\sum_{i=1}^{z}\frac{1}{\alpha_{0i}^2f_{0i}^2}+\frac{1}{\alpha_{01}\alpha_{0z}f_{01}f_{0z}}\ln\frac{\alpha_0\cdot f_{01}p_0}{\alpha_{0z}f_{0z}p}}},$$

(обозначения см. п. 3.1.1 и 3.1.2).

При малом числе зазоров особенно важно помнить, что в формулу входят статические давления, поэтому при наличии канала на входе в первый зазор величину p_0 определяют с учетом входной скорости (последовательным приближением).

3.9.2. Коэффициент расхода крайних дросселей определяется по значению коэффициента сужения струи в зазоре μ, который при заполнении потоком всего сечения камеры перед зазором можно определить по графику черт. 8 в зависимости от отношения зазора δ_0 к ширине канала H перед ним.

Зависимость коэффициента сужения в зазоре от геометрических параметров при заполнении потоком всего сечения входного канала



Черт. 8

3.9.3. При заполнении потоком всего сечения входного канала и выходе из зазора свободной струей коэффициент расхода определяется по графикам черт. 9 или по формуле

$$\alpha_{0i} = \rho_i \Big/ \sqrt{1 - \left(\frac{\mu_i \delta_{0i}}{H_{i-1}}\right)^2}\ .$$

При заполнении потоком всего сечения входного и выходного каналов коэффициент расхода дросселя выражается формулой

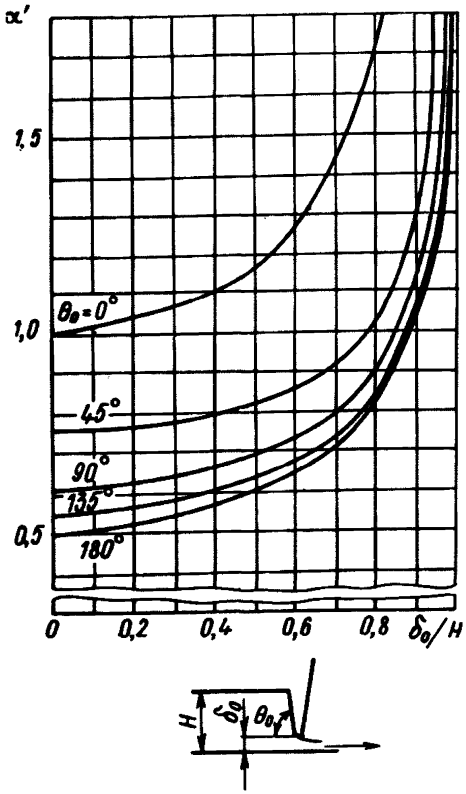
$$\alpha_{0i} = 1 \Big/ \sqrt{\left(\frac{1}{\mu_i} - \frac{\delta_{0i}}{H_{i-1}}\right)^2 + \left(\frac{\delta_{0i}}{H_{i-1}}\right)^2 - \left(\frac{\delta_{0i}}{H_i}\right)^2}\ ,$$

где H_{i-1} и H_i — ширина соответственно входного и выходного канала. При $H_{i-1}=H_i$ имеем

$$\alpha_{0i}=1\Big/\left(\frac{1}{\mu_i}-\frac{\delta_{0i}}{H_i}\right),$$

что совпадает с данными п. 3.7, черт. 7 и табл. 8.

Зависимость коэффициента расхода дросселя от геометрических параметров при заполнении потоком всего сечения входного канала и при выходе свободной струей



Черт. 9

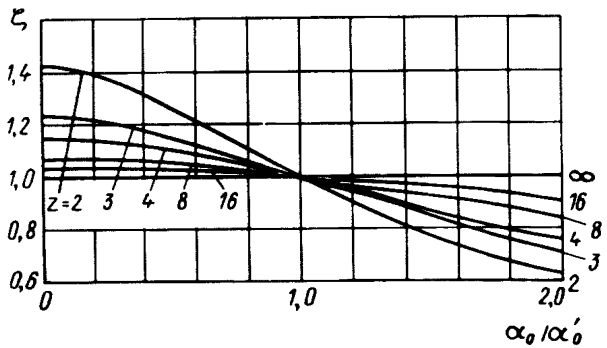
При наличии свободной струи на входе и выходе коэффициент расхода определяется по черт. 4, табл. 7, а также по формулам п. 3.6.

3.9.4. При $p_i/p_{i-1}\leqslant 0{,}9$ с достаточной точностью справедливы формулы п. 3.1.1, в которых поправка на малое число дросселей ζ определяется с помощью следующих выражений.

Если коэффициент расхода одного из крайних дросселей равен α_0', а у всех остальных — α_0, то

$$\zeta = 1 \Big/ \sqrt{1 + \frac{(\alpha_0/\alpha_0')^2 - 1}{z}} \quad \text{(см. черт. 10)}.$$

Определение поправки к коэффициенту расхода на конечное число дросселей



Черт. 10

Если коэффициент расхода одного из крайних дросселей равен α_0', а другого α_0'', в то время как у остальных — α_0, то величина поправки

$$\zeta = 1 \Big/ \sqrt{1 + \frac{(\alpha_0/\alpha_0')^2 + (\alpha_0/\alpha_0'')^2 - 2}{z}}.$$

3.9.5. Протечка через единичный зазор приближенно определяется формулой

$$G = \alpha_0 f_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{p_0 v_0 \left(1 + \ln \frac{p_0}{p}\right)}}.$$

Для точных расчетов справедлива формула

$$G = \rho f_0 \sqrt{\frac{2k}{k-1} \cdot \frac{\bar{p}_0}{\bar{v}_0} \left[\left(\frac{p}{\bar{p}_0}\right)^{2/k} - \left(\frac{p}{\bar{p}_0}\right)^{k+1/k}\right]},$$

где показатель адиабаты $k = 1{,}3$ для перегретого, 1,13 — для насыщенного пара и 1,4 — для воздуха; заторможенные начальные параметры: $\bar{p}_0 = p_0 + \frac{c_0^2}{2v_0}$, $\bar{v}_0 = v_0 - \frac{c_0^2}{2kp_0}$; c_0 — скорость потока в канале перед зазором, определяется по приближенному значению протечки и подлежит уточнению последовательным приближением; при наличии после зазора длинного канала шириной H величина противодавления p, определенная по п. 3.1.1, должна быть умень-

шена на $\frac{c^2}{v}\left(\frac{H}{\mu\delta_0}-1\right)$, где скорость c определяется по приближенному значению расхода при удельном объеме $v=v_0p_0/p$ и также подлежит уточнению.

3.10. Расчетное сравнение различных уплотнений

3.10.1. Сравнение уплотнений производится путем сопоставления величин удельной протечки, представляющей собою протечку через уплотнение (данного типа) единичной длины при данном зазоре и при единичном значении комплекса величин, входящих в расчетную формулу п. 3.1.

3.10.2. Выражение для определения удельной протечки имеет вид

$$\overline{G}=\alpha_0\delta_0\sqrt{t}.$$

Размерность $\overline{G}$ — единица длины в степени полтора.

С помощью величины $\overline{G}$ можно сравнивать уплотнения как при одинаковых, так и при различных зазорах. Уплотнение с большей удельной протечкой является менее эффективным.

3.11. Влияние эксцентриситета

3.11.1. Эксцентриситет осей ротора и статора в ступенчатых уплотнениях при наличии свободной струи в камерах уменьшает протечку. В остальных случаях — увеличивает. Для расчета следует разбить окружность уплотнения на части с различными средними зазорами, рассчитать протечку по каждой дуге и результаты сложить.

3.12. Неучтенные факторы

3.12.1. При определении протечек в уплотнениях, особенно для оценки проходного сечения камер между обоймами и сечения трубопроводов системы уплотнений, а также производительности эжекторов необходимо учитывать возможное увеличение зазоров и скругление кромок гребней при эксплуатации от задеваний, дополнительные потоки среды через стыки, разъемы и щели в посадочных местах деталей статора. До получения обоснованных рекомендаций указанные обстоятельства, исходя из опыта эксплуатации мощных турбин, могут быть учтены путем завышения величины расчетного зазора на 20—40% для ступенчатых и на 50—100% для прямоточных уплотнений.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Справочное

ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РТМ

Задание. Выбрать тип, конструкцию и рассчитать протечку среднего уплотнения для ЦВД турбины К-300-240 ЛМЗ.

1. Согласно п. 1.2 РТМ определяем исходное значение радиального зазора:

$\alpha = 12{,}5 \cdot 10^{-6} 1/°C$ (в турбине используются стали перлитного класса);

$T = 540° C + 273° C = 813$ K;

$d = 520$ мм;

$L = \frac{(5440 + 4500)}{2} = 4970$ мм;

$x = L/2 = 2485$ мм;

$\delta = 12{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 813 (0{,}04 \cdot 520 + 10^{-5} \cdot 2485^2) + 0{,}25 = 1{,}02$ мм.

2. Расчет теплового состояния дает величину осевого разбега в уплотнениях: $c = 8$ мм.

3. В соответствии с табл. 2 и черт. 1 при данных значениях осевого разбега и радиального зазора могут быть использованы ступенчатые уплотнения двух типов — *Б* и *Г*, так как точка $\delta = 1$ мм, $c = 8$ мм лежит как раз на граничной линии $N — N$, разделяющей области предпочтительного применения этих типов уплотнений, и согласно п. 1.8.2 РТМ при $\delta \geqslant 1$ мм следовало бы выбрать комбинированное уплотнение типа Г. Но поскольку уплотнение с выступами более технологично, а также дает возможность совсем отказаться от гребней в статоре (по соображениям, изложенным в п. 2.3), выбираем тип Б с прямоугольными выступами. В соответствии с черт. 1 и табл. 3 при $\delta = 1$ мм, $c = 8$ мм сдваивать гребни (применять тип В) нецелесообразно.

4. В соответствии с рекомендациями табл. 2 и п. 1.6 высота выступов должна быть равна $h \geqslant 3\delta$. Принимаем $h = 3 \cdot 1 = 3$ мм. Ширина выступа $b \geqslant c - 3\delta = 8 - 3 = 5$ мм.

5. Имея в виду, что ротор ЦВД гибкий, в соответствии с рекомендациями раздела 2 и табл. 3 данного РТМ, необходимо выбрать гибкую конструкцию крепления статорных элементов. Гребни можно располагать как на статоре, так и на роторе. Для полного исключения аварий с погибом вала выбираем конструкцию с гребнями только на валу (вариант 2, табл. 5). Гребни изготовлены из профильной ленты и зачеканены в пазы. При такой конструкции согласно п. 2.8.1 тепловых канавок не требуется, что

повысит маневренность турбины. Величина люфта s согласно формуле п. 2.6 должна быть не менее $7 \cdot 10^{-7} \cdot 2485^2 = 4{,}3$ мм.

6. Согласно п. 2.7 для гребней ротора может быть применена сталь марки 08Х13 с пределом текучести $\sigma_т = 2800$ кгс/см^2 при 500° С, имеющая близкий к металлу ротора коэффициент термического расширения и высокий декремент колебаний.

7. Приняв конструктивно высоту короткого гребня $h_1 = 2{,}5$ мм, найдем высоту длинного: $h_г = h + h_1 = 3 + 2{,}5 = 5{,}5$ мм и проверим его на изгиб согласно рекомендациям п. 2.8 при толщине $b_0 = 0{,}4$ мм.

Найдем количество гребней.

Длина уплотнения $L_1 = 420$ мм.

Шаг гребней $t = \frac{c + b}{2} = \frac{8 + 5}{2} = 6{,}5$ мм.

Число гребней $z \approx L_1/t = 420/6{,}5 = 65$.

Давление пара $p_0 = 175$ кгс/см^2; $p_z = 102$ кгс/см^2; $p = p_z > p_к$;

$$p_к = \frac{0{,}85 p_0}{\sqrt{z + 1{,}5}} = \frac{0{,}85 \cdot 175}{\sqrt{65 + 1{,}5}} = 18{,}2 \text{ кгс/см}^2.$$

Последний гребень сделаем коротким. Проверяем предпоследний, 64-й гребень ($i = 64$). По формуле п. 2.8.3:

$$p_{64} = \sqrt{\frac{(z - i)\, p_0^2 - i p^2}{z}} = \sqrt{\frac{(65 - 64) 175^2 + 64 \cdot 102^2}{65}} = 103{,}5 \text{ кгс см}^2;$$

$$p_{63} = \sqrt{\frac{(65 - 63)\, 175^2 + 63 \cdot 102^2}{65}} = 104{,}9 \text{ кгс см}^2;$$

$$\Delta p_{64} = p_{63} - p_{64} = 104{,}9 - 103{,}5 = 1{,}4 \text{ кгс см}^2;$$

$$\sigma_i = 3 \cdot 1{,}4 (5{,}5/0{,}4)^2 = 795 \text{ кгс/см}^2.$$

Эта величина при коэффициенте запаса $n = 2$ удовлетворяет условию $\sigma_i \leqslant \frac{\sigma_т}{n}$, так как $795 < \frac{2890}{2}$.

8. Для расчета протечки найдем коэффициент расхода. Согласно п. 3.4 найдем ширину камеры: $H = h_г + \delta = 5{,}5 + 1 = 6{,}5$ мм и по п. 3.5.2 найдем $l = f + h = 6{,}5 + 3 = 9{,}5$ мм. Проверим условие 3.3: $H/l = 6{,}5/9{,}5 = 0{,}685 > 0{,}24 + \delta/l = 0{,}24 + 1/9{,}5 = 0{,}351$, т. е. перед зазором в камере имеется свободная струя и расчет коэффициента расхода нужно вести по данным подраздела 3.6 данного РТМ.

Примем, что радиус закругления гребня равен половине толщины кромки: $r = b_0/2 = 0{,}4/2 = 0{,}2$ мм.

Поскольку $r = 0{,}2 < 0{,}6\delta = 0{,}6$ мм, то расчетный зазор найдем согласно п. 3.2.1:

$$\delta_0' = \delta + r(1 - \cos\theta) = 1{,}0 + 0{,}2(1 - \cos 90°) = 1{,}2 \text{ мм}.$$

Относительная толщина гребня $b/\delta = 0{,}4$, чему на графике черт. 3 соответствует поправка на толщину гребня

$$\beta = 1{,}03.$$

Расчетное значение зазора равно

$$\delta_0 = \delta_0' \beta = 1{,}2 \cdot 1{,}03 = 1{,}23 \text{ мм}.$$

Вычислим относительный зазор

$$\delta_0 / l = 1{,}23 / 9{,}5 = 0{,}137.$$

Этому значению на графике черт. 4 и в табл. 7 (или по формуле п. 3.6.1) соответствует коэффициент расхода $\alpha_{0,2} = 0{,}48$.

Найдем поправку на конечное число щелей ζ.

Коэффициент расхода первого дросселя α_0 при $\frac{\delta_0}{H} = \frac{\delta_0}{h + h_1 + \delta} = \frac{1{,}23}{3 + 2{,}5 + 1} = 0{,}137$ согласно графику черт. 9 для $\theta_0 = 90°$ равен 0,615:

По графику черт. 10 и формуле п. 3.9.4

$$\zeta \approx 1.$$

Как и следовало ожидать, при столь большом числе зазоров ($z = 65$) поправка не вводится, так как равна единице.

Найдем величину протечки. При $p_0 = 175$ кгс/см² и $t_0 = 490°$ С имеем $v_0 = 0{,}017$ м³/кг. С учетом данных п. 7 подставим необходимые величины в расчетную формулу ($\zeta = 1$):

$$G = 10^{-4} \alpha_0 \pi d \delta_0 \sqrt{g \frac{p_0^2 - p_z^2}{z p_0 v_0}} = 10^{-4} \cdot 0{,}48 \pi \cdot 520 \cdot 1{,}23 \times$$

$$\times \sqrt{9{,}8 \frac{175^2 - 102^2}{65 \cdot 175 \cdot 0{,}017}} = 3{,}0 \text{ кг/с} \approx 11 \text{ т/ч}.$$

9. При сдваивании коротких гребней согласно п. 1.7.3 протечка может возрасти на 10—20%.

10. Поскольку следует сделать выбор между принятым уплотнением с выступами ($Б$) и комбинированным ($Г$) — с чередующимися гребнями ротора и статора, уточним их сравнительные расходные характеристики.

Удельная протечка принятого уплотнения

$$\overline{G} = \alpha_0 \delta_0 \sqrt{\overline{t}} = 0{,}48 \cdot 1{,}23 \sqrt{6{,}5} = 1{,}57 \text{ мм}^{3/2}.$$

При выборе комбинированного уплотнения шаг

$$t = \frac{c + b_0}{2} = \frac{8 + 0{,}4}{2} = 4{,}2 \text{ мм}.$$

Высоту гребня согласно п. 2.9.1 выберем в пределах

$$\frac{c}{4} \leqslant h \leqslant \frac{c}{2}, \text{ т. е. } 2 \leqslant h \leqslant 4.$$

Примем $h = 3{,}5$ мм, тем более что при $h < t$ высота не влияет на протечку, ибо согласно п. 4.5.4 при этом $l = 2t = 8{,}4$ мм;

$$\frac{H}{l}=\frac{h+\delta}{l}=\frac{3,5+1,0}{8,4}=0,54;$$

$$0,24+\frac{\delta}{l}=0,24+1/8,4=0,36,$$

т. е. $H/l>0,24+\delta/l$, следовательно расчет ведем снова по п. 3.6: $\delta_0/l=1,23/8,4=0,152$ и график черт. 4 дает $\alpha_{02}\approx 0,5$.

Однако удельная протечка

$$\overline{G}_r=\alpha_0\delta_0\sqrt{t}=0,5\cdot 1,23\sqrt{4,2}=1,31 \text{ мм}^{3/2},$$

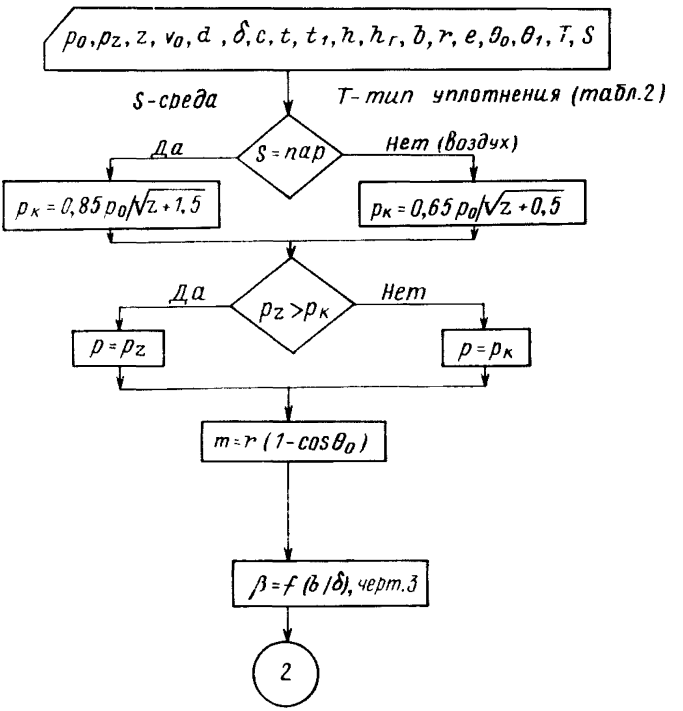
т. е. на 20% меньше, чем в уплотнении типа *Б*.

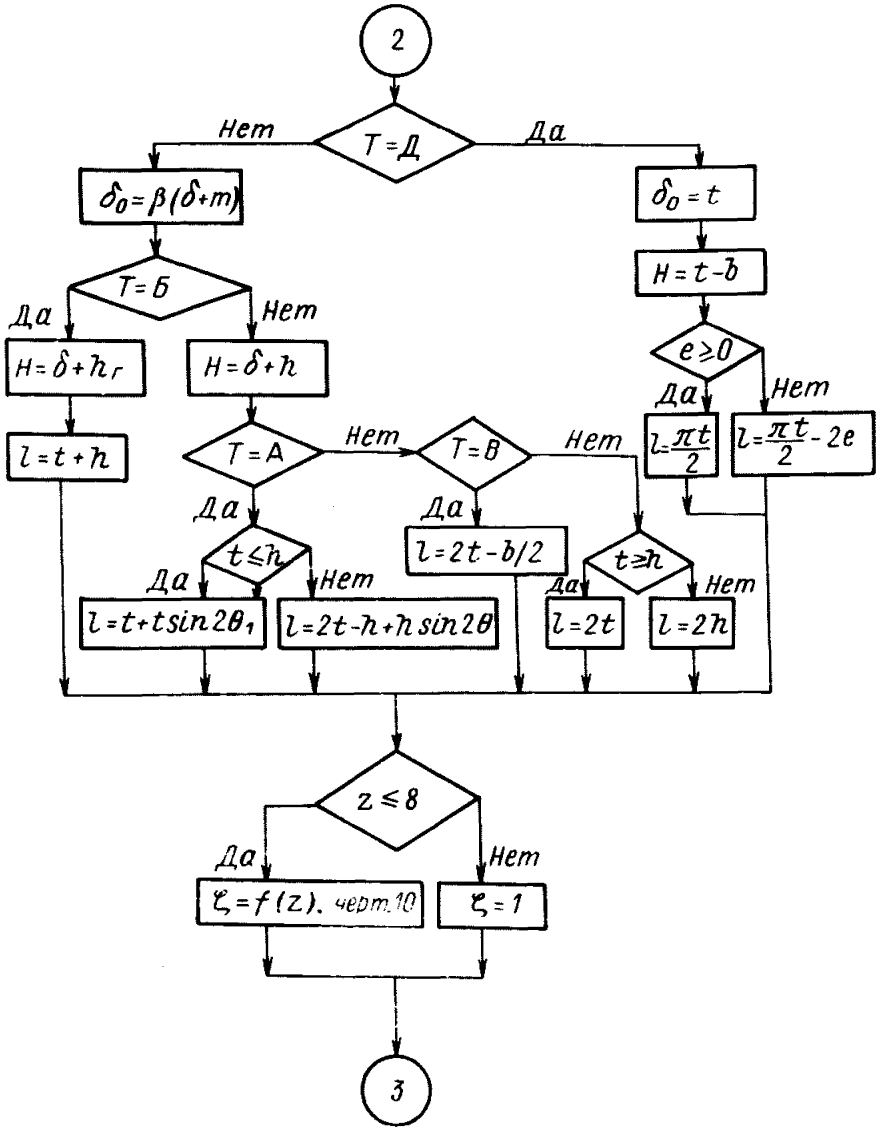
В действительности преимущество уплотнения типа Г будет несколько меньше, так как в связи с появлением гребней в статоре придется сделать на валу тепловые канавки, что вынудит удалить часть гребней ротора. Учитывая, кроме того, нежелательное появление концентраторов напряжений, следует оставить принятый вариант.

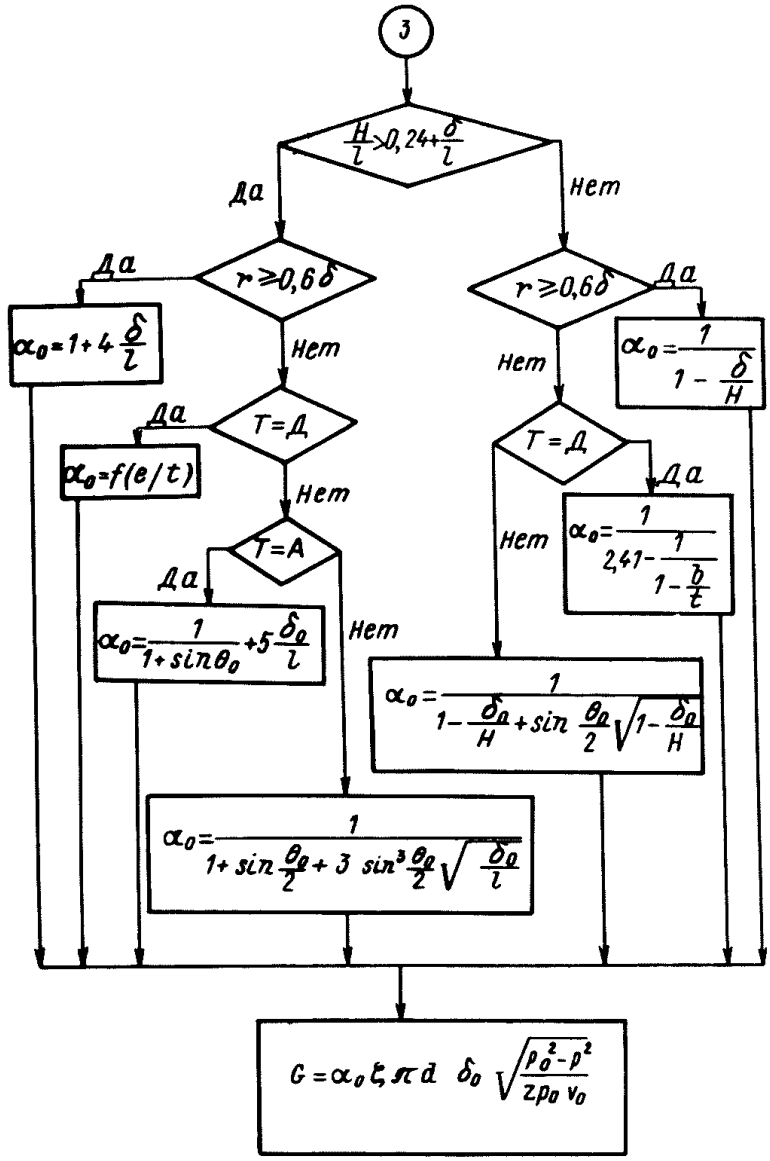
ПРИЛОЖЕНИЕ 2

Справочное

БЛОК-СХЕМА АЛГОРИТМА ПРОГРАММЫ РАСЧЕТА НА ЭВМ ПРОТЕЧЕК ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЕ




2
Т=Д
Нет
Да
δ0=β(δ+m)
δ0=t
Т=Б
Да
Нет
H=δ+hг
H=δ+h
H=t-b
e≥0
Да
Нет
l=πt/2
l=πt/2-2e
l=t+h
Т=А
Нет
Т=В
Нет
Да
Да
t≤h
l=2t-b/2
t≥h
Да
Нет
Да
Нет
l=t+tsin2θ1
l=2t-h+h sin2θ
l=2t
l=2h
z≤8
Да
Нет
ζ=f(z), черт.10
ζ=1
3


3
$\frac{H}{l} > 0,24 + \frac{\delta}{l}$
Да
Нет
$r \geq 0,6\delta$
Да
$\alpha_0 = 1 + 4\frac{\delta}{l}$
Нет
$r \geq 0,6\delta$
Да
$\alpha_0 = \frac{1}{1 - \frac{\delta}{H}}$
Нет
$T = Д$
Да
$\alpha_0 = f(e/t)$
Нет
$T = Д$
Да
$\alpha_0 = \frac{1}{2,41 - \frac{1}{1 - \frac{b}{t}}}$
Нет
$T = А$
Да
$\alpha_0 = \frac{1}{1 + \sin\theta_0} + 5\frac{\delta_0}{l}$
Нет
$\alpha_0 = \frac{1}{1 - \frac{\delta_0}{H} + \sin\frac{\theta_0}{2}\sqrt{1 - \frac{\delta_0}{H}}}$
$\alpha_0 = \frac{1}{1 + \sin\frac{\theta_0}{2} + 3\sin^3\frac{\theta_0}{2}\sqrt{\frac{\delta_0}{l}}}$
$G = \alpha_0 \xi \pi d \delta_0 \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{2 p_0 v_0}}$

Ответственный за выпуск *Т. Н. Морозова*

Редактор *Н. М. Егорова*

Техн. ред. *Н. П. Белянина.* Корректор *Г. Х. Макарова.*

Сдано в набор 15.12.75. Подписано к печ. 21.04.76. Формат бум. $60\times90^{1}/_{16}$.
Объем $2^{1}/_{4}$ печ. л. Тираж 400. Заказ 937. Цена 45 коп.

gost.e-ecolog.ru

Редакционно-издательский отдел ЦКТИ им. И. И. Ползунова
194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24.