РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

УПЛОТНЕНИЯ ЛАБИРИНТНЫЕ СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН И КОМПРЕССОРОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

РТМ 108.020.33—86

Издание официальное

gost.e-ecolog.ru

© Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ), 1988.

УДК 621—135—762 (083.75) Группа Е23

РУКОВОДЯЩИЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ

УПЛОТНЕНИЯ ЛАБИРИНТНЫЕ СТАЦИОНАРНЫХ ПАРОВЫХ И ГАЗОВЫХ ТУРБИН И КОМПРЕССОРОВ

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ

РТМ 108.020.33—86

Взамен РТМ 24.020.33—75

Дата введения 01.07.87

Настоящий руководящий технический материал (РТМ) распространяется на концевые и диафрагменные лабиринтные уплотнения стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров, на уплотнения их лопаточного аппарата, а в части расчета протечек и на щелевые уплотнения штоков клапанов.

РТМ рекомендуется к использованию при проектировании и расчетах.

1. ИСХОДНЫЕ СВЕДЕНИЯ О ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЯХ

1.1. Назначение

Лабиринтные уплотнения служат для ограничения утечек рабочей среды вдоль вала из корпуса турбомашины и перетечек между ступенями и лопаточными венцами ротора и статора. Они принадлежат к так называемым бесконтактным уплотнениям и представляют собой ряд последовательно расположенных друг за другом узких кольцевых щелей — зазоров и более или менее просторных камер. Зазоры между ротором и статором образуются их кольцевыми поверхностями и заостренными кромками гребней, разделяющих камеры. Частными случаями являются бескамерное уплотнение (одиночный дроссель) и щелевое (без гребней).

1.2. Принцип действия

Рабочий процесс в уплотнении — дросселирование — заключается в переводе разности потенциальных энергий среды разделяемых полостей в кинетическую энергию, а затем в тепло за счет гашения скорости трением. Ограничение утечки достигается следующими средствами:

уменьшением величины зазора;

уменьшением сечения струи в зазоре за счет создания отрывного течения заострением кромок гребней и резким изменением направления потока;

уменьшением скорости в зазоре путем дробления перепада давлений между полостями за счет увеличения числа гребней, а также путем более полного гашения скорости в камерах (в щелевых уплотнениях уменьшение скорости достигается также увеличением протяженности щелей).

Таким образом, принцип действия рассматриваемых уплотнений — пассивный, без отбора энергии от ротора.

1.3. Классификация

Классификация лабиринтных уплотнений может быть выполнена по признакам функционального, аэродинамического, геометрического, кинематического, конструктивного и технологического характера. Указанная классификация представлена в табл. 1.

Издание официальное Перепечатка воспрещена

Таблица 1

Классификация лабиринтных уплотнений

Признаки	Тип уплотнений
Функциональный — по назначению	Концевые, диафрагменные, уплотнения лопаточного аппарата, уплотнения штоков
Аэродинамический — по характеру движения среды и взаимному расположению зазоров	Прямоточные (сквозные), ступенчатые
Кинематический — по общему направлению движения среды относительно оси вращения	Осевые, радиальные, диагональные
Геометрические:	
по ориентации уплотнительного зазора относительно оси вращения	С радиальными зазорами, с осевыми зазорами
по относительной протяженности зазора в направлении утечки	Щелевые (протяженный зазор), гребенчатые (короткий зазор)
Конструктивно-технологические:	
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	С цельноточеными гребнями, со вставными (зачеканенными) гребнями

2. ВЫБОР ТИПА УПЛОТНЕНИЯ

2.1. Определяющие размеры

2.1.1. Определяющими размерами уплотнения (табл. 2) являются необходимые величины осевого разбега ротора c^* и радиального зазора δ. При проектировании турбомашины эти размеры назначаются с учетом вероятных радиальных и осевых взаимных перемещений ротора и статора под влиянием температурных, динамических и других эксплуатационных и технологических факторов.

2.1.2. Осевой разбег ротора c назначается из расчета осевых относительных перемещений согласно РТМ 108.021.104—77 и РТМ 108.020.16—83.

2.1.3. Исходную величину радиального зазора δ (в мм) рекомендуется определять по эмпирической формуле, учитывающей влияние различных конструктивных и эксплуатационных факторов:

$$\delta = \alpha T\,[0{,}04d + 0{,}017x\,(L - x)/D] + 0{,}25.$$

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

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

d — диаметр кольцевого уплотнительного зазора, мм;

$L = (L_р + L_ц)/2$, где $L_р$ и $L_ц$ — пролет (расстояние между опорами) соответственно ротора и корпуса турбомашины, мм;

$x = (x_р + x_ц)/2$, где $x_р$ и $x_ц$ — расстояние от данного уплотнительного гребня до ближайшей опоры соответственно ротора и корпуса, мм;

D — диаметр наружного корпуса в середине пролета, мм.

Реально устанавливаемые одинаковые зазоры по отсекам уплотнений и проточной части должны быть не менее определяемых формулой.

Исходное значение зазора может быть скорректировано с учетом дополнительных факторов: конструктивных (см. пп. 3.2 и 3.7) и режимных (в маневренных турбинах установочная величина увеличивается на исходное значение).

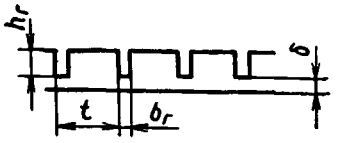
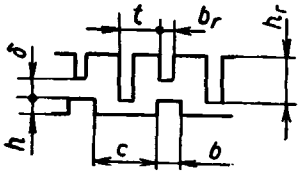
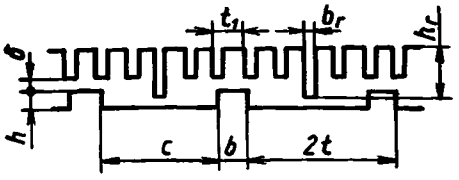
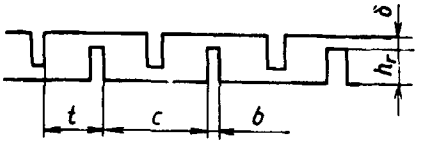
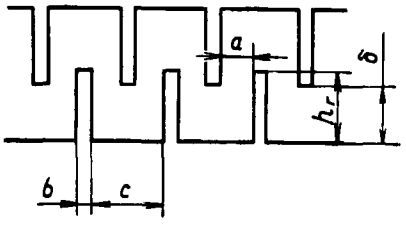
2.1.4. Осевые габариты участка, занимаемого уплотнением, принимаются конструктивно исходя из необходимых размеров деталей ротора и статора, на которых размещаются уплотнительные элементы: концевые участки цилиндров с патрубками, диафрагмы, бандажи рабочих колес. Специальное увеличение осевых размеров участка ротора, занятого уплотнением, нецелесообразно, поскольку это приводит к увеличению общего пролета ротора и корпуса, что увеличивает необходимые величины радиальных зазоров не только на данном участке, но и во всех остальных уплотнениях, уменьшает критическую частоту вращения и виброустойчивость ротора и в итоге снижает экономичность и надежность турбины.

---

* Величина c соответствует осевому разбегу с точностью до толщины гребня $b_г$.

Основные типы лабиринтных уплотнений

Таблица 2

Уплотнительный зазор	Тип уплотнения		Оптимальные соотношения размеров
Радиальный δ	А. Прямоточное		$h_г$ принимается минимальным, но $h_г > 2\delta$; $t = 2{,}5h_г$
	Б. Ступенчатое с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями		$\frac{c}{2} > h \geqslant 3\delta$; $c > b \geqslant c - 3\delta$
	В. Ступенчатое с выступами и увеличенным числом коротких гребней		$\frac{c}{2} \geqslant h \geqslant 3\delta$; $h_{опт} = \frac{c}{3}$; $t_1 = b \geqslant 3\delta$
	Г. Ступенчатое комбинированное с чередующимися гребнями ротора и статора		$\frac{c}{4} \leqslant h_г \leqslant \frac{c}{2}$; $h_г > \delta < \frac{c}{2}$
Осевой a	Д. Гарантированно-бесконтактное с чередующимися гребнями ротора и статора		См. черт. 3 и 4

2.2. Типы уплотнений

2.2.1. Выбор типа уплотнений производится из условия достижения минимальной протечки при заданных осевых и радиальных габаритах участка, отводимого под уплотнение, и при заданных определяющих размерах (осевом разбеге c и радиальном зазоре δ), обеспечивающих эксплуатационную надежность.

2.2.2. Уплотнения выбираются по аэродинамическому признаку, характеризующему траекторию движения потока между соседними зазорами. В прямоточных (сквозных) уплотнениях уплотнительные зазоры располагаются на одинаковых диаметрах, осевой разбег не ограничен ($c = \infty$) и поток движется вдоль цилиндрической поверхности с прямолинейной образующей. В ступенчатых уплотнениях соседние зазоры расположены на разных диаметрах (с перекрышей), что ограничивает осевой разбег и вместе с тем заставляет поток двигаться зигзагообразно, периодически меняя направление. К применению в турбомашинах рекомендуется пять основных типов уплотнений (см. табл. 2)* с оптимальными соотношениями геометрических размеров. Уплотнительные зазоры в первых четырех ти-

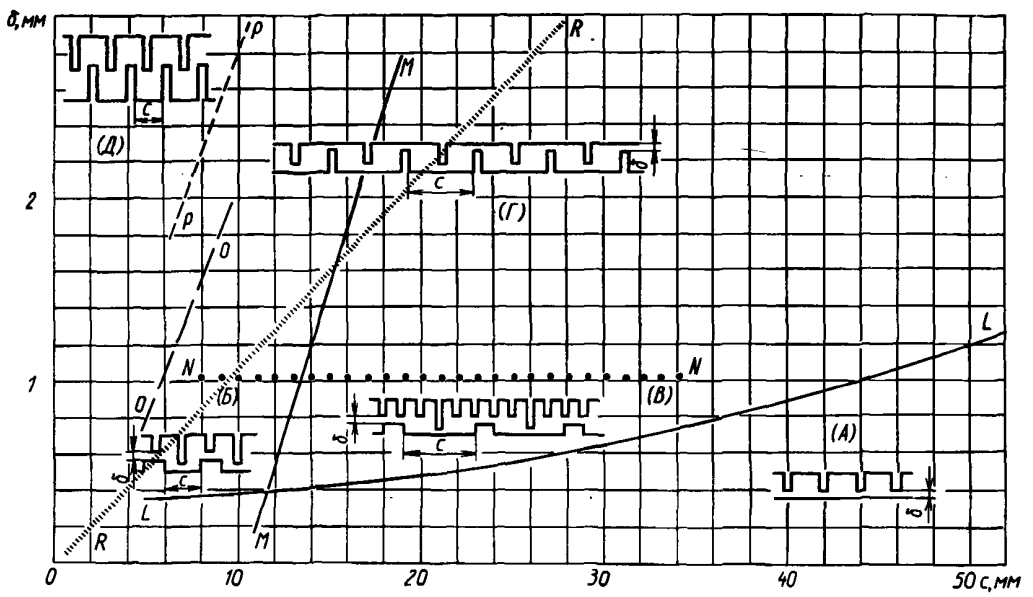
* Уплотнения других типов — см. ОСТ 1 12605—76.

пах уплотнений (прямоточное и три разновидности ступенчатого) — радиальные, а в пятом типе (гарантированно-бесконтактное) — осевые, поэтому величина радиального зазора в нем не ограничена.

Каждый тип уплотнения имеет предпочтительную область применения (черт. 1 и табл. 3) в зависимости от требуемых величин осевого разбега и радиального зазора (см. пп. 2.1.2 и 2.1.3).

2.2.3. Уплотнения с радиальными зазорами, особенно прямоточные, оказывают центрирующее действие на ротор, связанное с появлением окружной неравномерности давления при расцентровках. Закрученность потока при статической расцентровке вызывает дополнительное усилие, смещенное по направлению в сторону вращения. Статические радиальные усилия в уплотнениях влияют на нагруженность опорных подшипников турбомашины. При динамических расцентровках (прецессия ротора) в уплотнениях появляются циркуляционные газодинамические силы, возбуждающие автоколебания гибкого ротора в совокупности с циркуляционными силами масляного слоя, зависящими от нагруженности опорных подшипников.

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



Черт. 1

Таблица 3

Выбор типа уплотнений в зависимости от необходимых значений радиального зазора и осевого разбега

Радиальный зазор δ, мм	Осевой разбег *c*, мм						
	до 7 (включ.)	св. 7 до 9	св. 9 до 12	св. 12 до 14	св. 14 до 35	св. 35 до 50	св. 50
До 0,4 включ.	А	А	А	А	А	А	А
Св. 0,4 до 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(Б)	Г(Б)	Г(В)	Г(В)	Г(В)	Г(В)
» 1,5 » 2	Д	Г(Д)	Г(Б)	Г(Б)	Г(В)	Г(В)	Г(В)
» 2 » 3	Д	Д	Г(Д)	Г(Б)	Г(Б)	Г(В)	Г (В)
Свыше 3	Д	Д	Д	Г(Д)	Г(Б)	Г(Б)	Г(В)

Примечания:
1. Буквы А, Б, В, Г, Д соответствуют обозначению типа уплотнений в табл. 2 и на черт. 1.
2. В скобках указаны типы уплотнений, рекомендуемые при недопустимости трения непосредственно о поверхность ротора.

Для предотвращения автоколебаний требуется выполнение специальных мер по соблюдению центровки корпусных деталей уплотнений, по уменьшению закрутки потока в уплотнениях, а в необходимых случаях — по созданию обратной закрутки, например за счет байпасирования нескольких первых зазоров через сверления, выполненные соответствующим образом в корпусных деталях (см. РТМ 108.021.05—82).

2.3. Прямоточное уплотнение (тип А)

2.3.1. В рекомендуемом прямоточном уплотнении уплотнительные гребни расположены только в статоре или только на роторе. Высоту гребней следует принимать минимально возможной с точки зрения надежности и ремонтопригодности, но не менее удвоенного зазора ($h_г > 2\delta$). Шаг гребней должен быть примерно в 2,5 раза более их высоты ($t \approx 2{,}5h_г$).

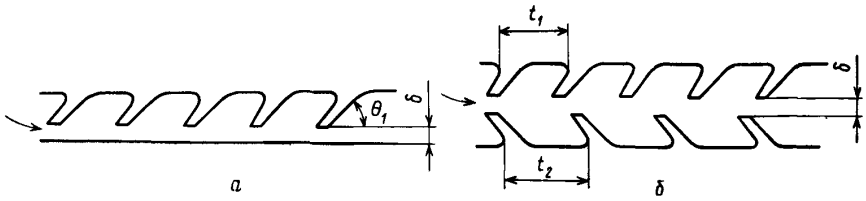
2.3.2. Область предпочтительного применения прямоточного уплотнения — малые радиальные зазоры и большие осевые разбеги:

$\delta = 0{,}4$ 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 буквой А. При возрастании зазора протечка в прямоточном уплотнении увеличивается пропорционально зазору в степени 1,3. При отклонении от рекомендуемой геометрии показатель степени может возрасти до 1,5—1,7.

2.3.3. Протечки в прямоточном уплотнении уменьшаются при наклоне гребней навстречу потоку (оптимальный угол $\theta_{1опт} = 45°$, черт. 2, *а*) и при двустороннем расположении гребней (черт. 2, *б*). 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 гребней вследствие возможных задеваний.

Прямоточные уплотнения с наклонными гребнями



а — одностороннее расположение гребней; *б* — двустороннее расположение гребней с различными шагами t (нониусное)

Черт. 2

2.3.4. Для ослабления газодинамического возбуждения автоколебаний ротора турбомашины в кольцевых камерах прямоточных уплотнений между гребнями статора выполняют перегородки (ячеистая, «сотовая» конструкция), уменьшающие закрутку потока в сторону вращения. Роторная часть уплотнения при этом может быть гладкой или иметь кольцевые гребни.

2.4. Ступенчатое уплотнение с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями (тип Б)

2.4.1. 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 $h \leqslant c/2$.

2.4.2. 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. Протечки в уплотнениях типа Б рекомендуемой геометрии пропорциональны зазору в степени 0,7. При отступлении от рекомендуемой геометрии протечки увеличиваются: в диапазоне $\delta = (0{,}6 \div 0{,}8)h$ они пропорциональны первой степени зазора, а при $\delta > 0{,}8h$ возрастают более резко.

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

2.5.1. Ширина выступов b 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 h выступов выбирается в пределах $c/2 > h > 3\delta$ (оптимально $h = c/3$).

2.5.2. 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. Протечки в уплотнении типа В пропорциональны первой степени зазора.

2.5.3. 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 типа В предпочтительнее уплотнения типа 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, а второй свисает против хода пара.

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

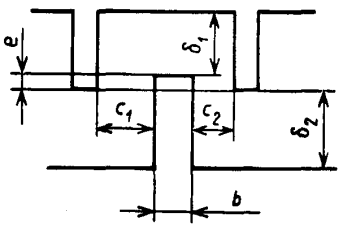
2.6.1. Высота гребней комбинированного уплотнения должна составлять от одной четверти до половины осевого разбега ($c/4 \leqslant h \leqslant c/2$).

2.6.2. Комбинированное уплотнение предпочтительнее уплотнений с выступами при радиальных зазорах $\delta \geqslant 1$ мм. Область предпочтительного применения комбинированного уплотнения на черт. 1 расположена выше линии $N — N$ и правее линии $P — P$, а в табл. 3 обозначена буквой Г. Протечки в уплотнении типа Г пропорциональны $\delta^{0{,}7}$.

2.7. Гарантированно-бесконтактное уплотнение (тип Д)

2.7.1. Гарантированно-бесконтактное уплотнение имеет регулярно чередующиеся гребни ротора и статора. Радиальный зазор между кромками гребней и дном лабиринтных камер соизмерим с высотой гребней. Уплотнительным зазором, определяющим протечку, является осевой зазор $a = t - b$, который примерно вдвое меньше радиального. При осевых смещениях роторных гребней от среднего положения протечки в уплотнении Д уменьшаются. Оптимальная форма камеры — квадратная, т. е. высота гребней равна осевому разбегу ($h = c$). Величину просвета следует принимать равной примерно пяти сотым от высоты гребня ($\delta - h \approx 0{,}05\,c$).

Уплотнение ТМЗ

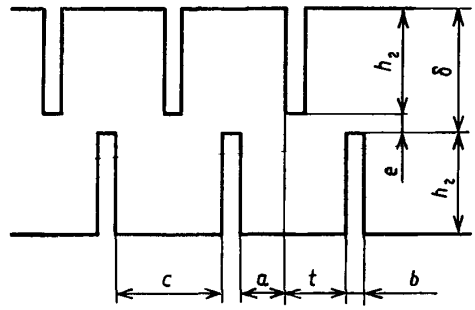


Оптимальные соотношения:

$e = (0{,}15 \ldots 0{,}20)(c_1 + c_2)$; $1{,}5 \leqslant \frac{2\delta_{1(2)}}{c_1 + c_2} \leqslant 2{,}5$

Черт. 3

Уплотнение ЦКТИ



$e = -0{,}05 \ldots +0{,}15c$; $(h_г/c)_{опт} = 1$

Черт. 4

Изменение просвета в пределах $0 \leqslant \delta - h \leqslant 0{,}15c$ практически не изменяет протечки (кривая $h/c = 1$ на черт. 37). Появление перекрыши и особенно ее увеличение за пределы $\delta - h < -0{,}05\,c$ увеличивает протечку. Увеличение просвета за пределы $\delta - h > 0{,}15$ приводит к резкому возрастанию протечки из-за перехода от зигзагообразного характера течения к прямоточному.

2.7.2. Гарантированно-бесконтактное уплотнение предпочтительнее прочих, если необходимы большие радиальные зазоры и допустимы сравнительно небольшие осевые разбеги. При осевых разбегах $c = 6 \div 12$ мм уплотнение типа Д предпочтительнее комбинированного типа Г с радиальными зазорами соответственно $\delta = 1{,}7 \div 3{,}0$ мм, лучше уплотнения с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями (типа Б), имеющего радиальные зазоры $\delta = 1{,}0 \div 2{,}0$ мм, превосходит уплотнение с выступами и сдвоенными гребнями типа В при радиальных зазорах в нем $\delta = 0{,}8 \div 1{,}6$ мм и экономичнее прямоточного уплотнения типа А при зазорах в последнем $\delta \geqslant 0{,}7$ мм. Область предпочтительного применения гарантированно-бесконтактного уплотнения обозначена в табл. 3 буквой Д. При сравнении с уплотнениями типов Б, Г и А эта область на черт. 1 расположена левее линий $O — O$, $P — P$ и $R — R$ соответственно.

2.7.3. Достоинством гарантированно-бесконтактного уплотнения типа Д является его нечувствительность к радиальным расцентровкам, которые в других типах уплотнений, и особенно в прямоточном (типа А), приводят к задеваниям, изменению протечек, эффекту центрирования и газодинамического возбуждения автоколебаний ротора.

2.7.4. Для разновидности уплотнения типа Д с перекрышей кромок гребней ротора и статора (уплотнение ТМЗ) оптимальные соотношения размеров представлены на черт. 3. При симметричном исполнении элементов ротора и статора ($\delta_1 = \delta_2 = \delta$, $h_1 = h_2 = h$) и равных осевых зазорах ($c_1 = c_2$) эти соотношения имеют вид:

$$h \approx 0{,}7 \ldots 1{,}45\,(c_1 + c_2 + b);$$

$$\delta \approx 0{,}8 \ldots 0{,}9h \approx 0{,}55 \ldots 1{,}25\,(c_1 + c_2 + b).$$

При изменении радиального зазора в уплотнении ТМЗ протечки меняются незначительно, благодаря чему оно не возбуждает низкочастотных автоколебаний ротора.

2.7.5. Уплотнение типа Д со сквозным просветом между кромками гребней ротора и статора (уплотнение ЦКТИ, черт. 4) формально является прямоточным, однако по зигзагообразному характеру течения и наличию ограничений в осевом разбеге ротора его, как и уплотнение ТМЗ, следует отнести к ступенчатым. Оптимальная форма его камеры — квадратная ($h \approx c$). Величину просвета следует принимать равной $\delta - h \approx 0{,}05c$, откуда $\delta \approx 1{,}05\,h \approx 1{,}05c$.

Изменение просвета в пределах $\delta - h = (-0{,}05 \ldots +0{,}15)c$ практически не изменяет протечки (кривая $h/c = 1$ на черт. 37), что благоприятно в отношении виброустойчивости ротора: за пределами указанного диапазона протечка увеличивается (особенно при увеличении просвета — из-за перехода к прямоточному характеру течения).

3. КОНСТРУКЦИЯ УПЛОТНЕНИЙ С РАДИАЛЬНЫМИ ЗАЗОРАМИ

3.1. Требования надежности

3.1.1. Выбор конструктивного исполнения уплотнений с радиальными зазорами производится с целью облегчения последствий вероятных радиальных задеваний между вращающимися и неподвижными элементами, для чего должны быть удовлетворены следующие требования эксплуатационной надежности:

безотказность, т. е. задевания в уплотнениях не должны приводить к вынужденному останову турбомашины, особенно с последующей заменой ротора или основных деталей корпуса;

долговечность, т. е. возможно меньшие износ или повреждаемость элементов уплотнения;

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

3.2. Конструкция уплотнительных элементов

3.2.1. 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 как одно целое с валом или корпусом не рекомендуется. Вынужденное несоблюдение этой рекомендации должно компенсироваться повышением податливости статорных элементов или увеличением установочного радиального зазора на величину, равную исходному значению (п. 2.1.3).

3.2.2. 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.

3.2.3. Конструкция крепления статорных деталей уплотнения может быть жесткой или гибкой (на пружинах). Жесткая конструкция не рекомендуется при наличии уплотнительных гребней в статоре и при гибкой конструкции вала, когда рабочая частота его вращения выше критической. Вынужденное применение жесткой конструкции в этих случаях должно компенсироваться соответствующим увеличением установочной величины радиального зазора (см. п. 3.2.4).

3.2.4. Условия применимости основных конструктивных типов лабиринтных уплотнений с радиальными зазорами сведены в табл. 4. На уплотнения ЦКТИ и ТМЗ эти условия не распространяются, так как у них уплотняющими являются осевые зазоры, а максимальная величина радиальных зазоров не лимитирована, и поэтому взаимные радиальные смещения ротора и статора для них не опасны.

Таблица 4

Условия применимости основных конструкций лабиринтных уплотнений с радиальными зазорами

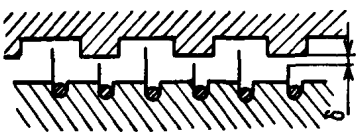
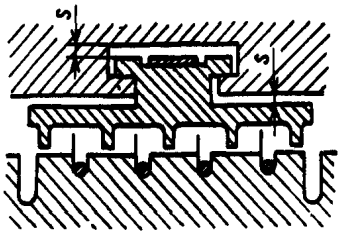
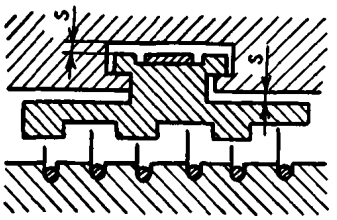
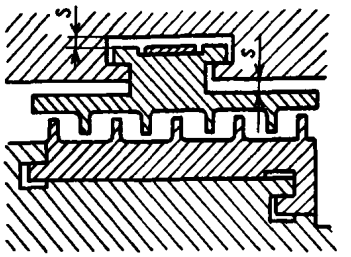
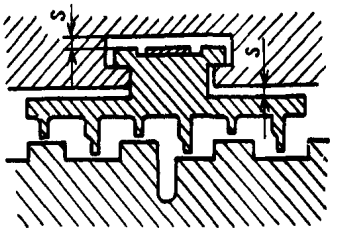
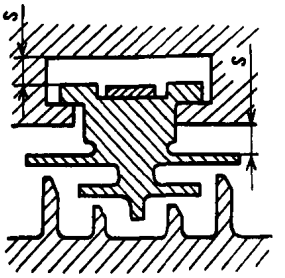
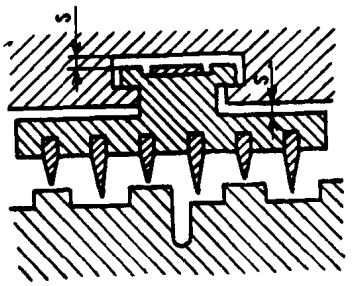
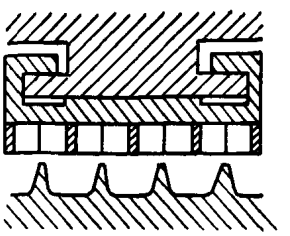
Тип уплотнения	Крепление статорных элементов	
	гибкое	жесткое
С гребнями только на роторе	Гребни сменные или на сменных деталях	Гребни сменные или на сменных деталях Жесткий вал
С гребнями в статоре и комбинированное	Гребни сменные или на сменных деталях Термокомпенсация роторных деталей	Гребни сменные или на сменных деталях Термокомпенсация роторных деталей Жесткий вал

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

Рекомендуемые варианты конструктивного исполнения уплотнений с радиальными зазорами показаны в табл. 5. Варианты 1—6 представлены ступенчатыми уплотнениями типа Б и Г. Однако они легко трансформируются в прямоточные типа А или в ступенчатые типа В с увеличенным числом коротких гребней. Известное «елочное» ступенчатое уплотнение (п. 7 табл. 5) сравнительно более

Таблица 5

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

1. Жесткое уплотнение с зачеканенными гребнями в роторе (рекомендуется для жесткого вала; при использовании с гибким валом требует увеличения зазора δ)		5. Гибкое уплотнение с точеными гребнями в статоре и зачеканенными в роторе *	
2. Гибкое уплотнение с зачеканенными гребнями в роторе *		6. Гибкое уплотнение с точеными гребнями в статоре и роторе *	
3. Гибкое уплотнение с точеными гребнями в статоре *		7. Гибкое термоэластичное «елочное» уплотнение с точеными гребнями ротора и статора *	
4. Гибкое уплотнение с вставными гребнями в статоре *		8. Жесткое «сотовое» уплотнение с точеными гребнями ротора *	

* Ограничений для применения нет.

сложно и менее компактно, однако обладает, кроме гибкости, еще и термоэластичностью (отгиб статорных усиков наружу при нагреве от трения) и поэтому может быть рекомендовано при необходимости лучшей сохранности гребней ротора и ограничения его нагрева. Таково же назначение жесткого «сотового» прямоточного уплотнения (п. 8 табл. 5), повышающего к тому же виброустойчивость ротора, а также обеспечивающего возможность приработки сот к гребням ротора.

Лучшая сохранность гребней ротора за счет приработки может быть достигнута и путем использования мягких, легко изнашивающихся вставок или покрытий статора (см. п. 3.4.3). Для пре-

дупреждения резкого возрастания утечек при износе необходимо, чтобы шаг гребней ротора был больше вероятных осевых перемещений *.

Перспективны сотовые уплотнения с мягкими заполнителями.

3.3. Размеры уплотнительных гребней

3.3.1. При выборе конструкции и геометрических размеров уплотнительных гребней (высота $h_г$, 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 возможного циклического характера напряжений и добавки от центробежных сил рекомендуется принимать $n=2$.

3.3.2. 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 измерения, например в миллиметрах; в одинаковых единицах должны быть выражены также σ_i и Δp_i.

Перепад давлений на i-й гребень определяется как разность давлений до и после него: $\Delta p_i = p_{i-1} - p_i$.

3.3.3. Давление за i-м 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:

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

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

3.3.4. Согласно пп. 3.3.2 и 3.3.3 наибольший перепад получается на последний гребень, поэтому при равных толщинах гребней его и следует проверять на прочность, а в уплотнениях с выступами — и предпоследний, если он длиннее (см. табл. 2).

3.3.5. При сдвоенных гребнях давление в камере между ними понижено из-за эжекционного эффекта, поэтому на изгиб следует рассчитывать первый гребень из i-пары при увеличенном перепаде $\Delta p_i' = 1{,}7\Delta p_i$.

3.4. Материалы уплотнительных гребней

3.4.1. Гребни уплотнений подвергаются тепловому и эрозионно-коррозионному воздействию рабочей среды и работают в условиях статического и циклического нагружения от перепада давлений и удара струи. Гребни ротора нагружены еще и центробежными силами.

В периоды пуска и изменений режима работы турбомашины возможны задевания вращающихся элементов за неподвижные. При этом за счет снижения коэффициента трения контактирующей пары должны быть обеспечены минимальный разогрев ротора в месте касания, минимальное его повреждение и минимальный износ гребней.

3.4.2. Материалы, рекомендуемые для изготовления уплотнительных гребеней статора и ротора, приведены в табл. 6 (см. также РТМ 108.020.15—86). Для снижения коэффициента трения

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 15Х1М1Ф, 12Х1МФ	Поковки	ГОСТ 4543—71	ГОСТ 8479—70	ТУ 0337.001 (ЛМЗ)
530	Сталь 15ХМА				
550	Сталь 12Х13		ГОСТ 5632—72	ГОСТ 8479—70	МТУ 84—66
550	Сталь 08Х13	Лист 0,3—0,4 мм и 1,0—2,0 мм	ГОСТ 5632—72	ГОСТ 19903—74	ГОСТ 5582—75
650	Сталь 08Х18Н10Т		ГОСТ 19904—74	ГОСТ 19904—74	
650	Сталь 12Х18Н10Т				

* См. также ОСТ 1 12605—76.

Продолжение табл. 6

Рабочая температура, °С, не более	Материал		Нормативные документы		
	Марка	Сортамент	на химический состав	на сортамент	на механические свойства
400 350	Монель НМЖМц28-2,5-1,5 Нейзильбер МНЦ15-20	Лента 0,3—0,4 мм и 1,0—2,0 мм	ГОСТ 492—73	ГОСТ 5187—70	ГОСТ 5187—70
300	Латунь Л68	Лента 1,0—2,0 мм Лист 1,0—2,0 мм	ГОСТ 15527—70 ГОСТ 15527—70	ГОСТ 2208—75 ГОСТ 931—78	ГОСТ 2208—75 ГОСТ 931—78

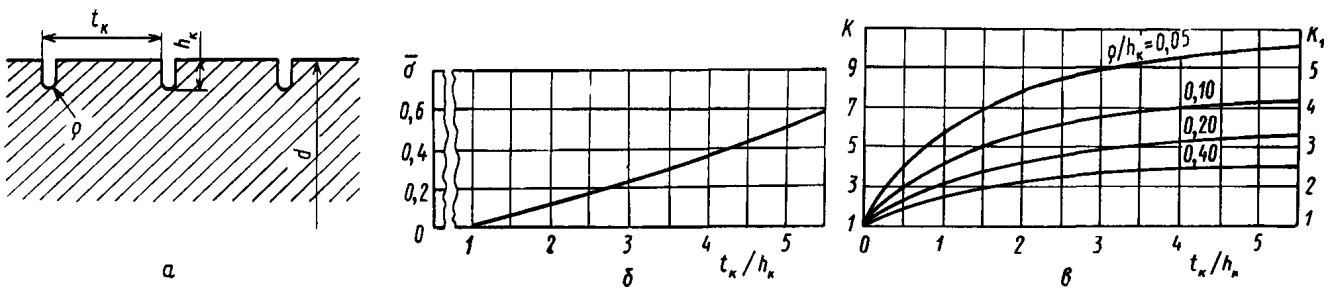
допускается повышенное содержание серы. Для одноконтурных АЭС не допускается применение материалов, содержащих кобальт.

3.4.3. Уплотнительные элементы статора могут изготавливаться из легкоизнашивающихся («прирабатывающихся») материалов. В концевых уплотнениях приводных турбин используются угольные (углеграфитные) кольца. В периферийных уплотнениях лопаточного аппарата паровых и газовых турбин могут использоваться легкоизнашивающиеся покрытия и вставки из мягких металлов типа армко-железа, композитной металлокерамики на основе порошков меди, никеля, мельхиора с наполнителями из углеграфита, нитрида бора («белый графит») и др.

3.5. Термокомпенсационные канавки на валу

3.5.1. В лабиринтных уплотнениях с радиальными зазорами при наличии гребней в статоре и отсутствии на роторе насадных защитных втулок, уступов и т. п. (см. п. 3.2.2) с целью предотвращения

Влияние размеров термокомпенсационных канавок



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, на кручение и сдвиг K_1

Черт. 5

погиба вала из-за односторонних задеваний его поверхности за уплотнительные гребни рекомендуется выполнять на валу термокомпенсационные канавки (черт. 5, *а*) определенной глубины (без учета высоты выступов).

3.5.2. В уплотнениях рекомендуемой конструкции с гибким креплением статорных элементов необходимая для эффективного снижения температурных напряжений от задеваний глубина канавок составляет 0,025 от диаметра вала, т. е. $h_к=0{,}025d$. 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 температурные напряжения, равные пределу текучести, могут достичь глубины $0{,}05d$, а при гребнях из стали, никеля, монель-металла и других тугоплавких материалов — глубины $0{,}075d$.

3.5.3. Для эффективного снижения температурных напряжений от задеваний в межканавочной зоне необходимо, пользуясь графиком черт. 5, *б*, выдерживать определенные соотношения между шагом и глубиной термокомпенсационных канавок: при $t_к/h_к=5$ напряжения снижаются в два раза по сравнению с валом без канавок; при $t_к/h_к=2{,}5$ — в шесть раз; при $t_к/h_к=1$ напряжения в межканавочной зоне практически отсутствуют.

3.5.4. Термокомпенсационные канавки на валу вызывают концентрацию температурных напряжений, возникающих 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 профиля канавок, пользуясь графиком на черт. 5, *в* *.

* Для более полного анализа следует обратиться к РТМ 108.021.103—85.

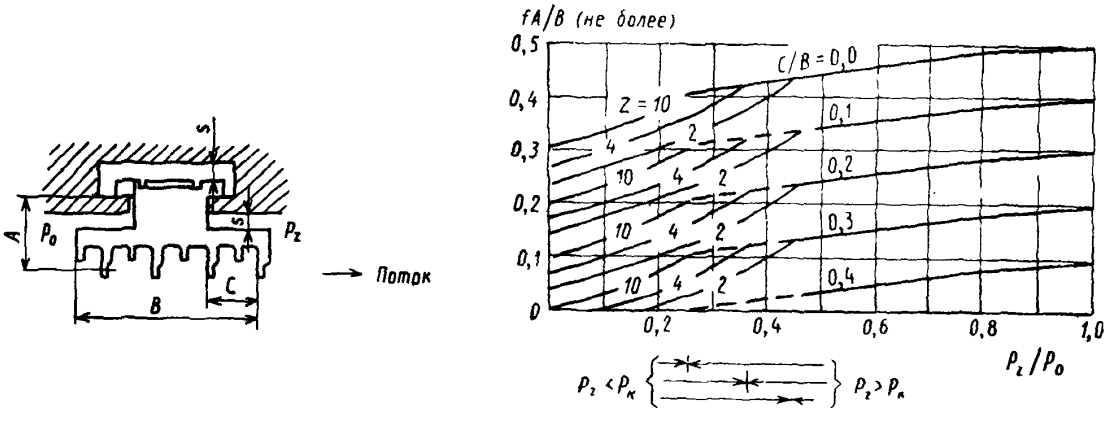
В случае невозможности обеспечить заданный моторесурс при наличии канавок следует отказаться от них и пойти на увеличение радиального зазора в уплотнении согласно п. 3.2.2 и табл. 4 или применить уплотнение, не требующее канавок (например, с уступами, защитными втулками на валу, гребнями только на роторе, гарантированно-бесконтактное уплотнение типа Д — см. табл. 2, в некоторых случаях — «елочное» уплотнение без втулок).

При отказе от канавок в безвтулочных уплотнениях с выступами на валу можно ограничиться увеличением зазоров δ только во впадинах, что согласно пп. 5.3.2.2 лишь незначительно увеличит протечку: при отношении большего зазора к меньшему $\delta_2/\delta_1 = x$ расход при этом возрастет в уплотнениях типа В в $\sqrt{2/(1+1/x^2)}$ раз (при $x=2$ приблизительно на 26%), а в уплотнениях типа Б — примерно на 13%.

3.6. Гибкие уплотнения

3.6.1. Гибкие уплотнения (с подвижными сегментами на пружинах — см. п. 3.2.3) обеспечивают сохранность уплотнительных гребней во время стоянки, вращения ротора валоповоротным устройством и при пусковых операциях, когда наиболее вероятно возникновение расцентровок ротора и статора. Особенно необходимо использование гибкой конструкции уплотнений в турбинах с гибкими роторами для уменьшения разогрева от трения при односторонних задеваниях вала о гребни при переходе через критическую частоту вращения, т. е. для предотвращения погиба (остаточного искривления вала).

Предельные соотношения размеров сегментных уплотнительных колец



Черт. 6

3.6.2. В гибкой конструкции необходимую степень радиальной подвижности уплотнительных сегментов статора (люфт s — черт. 6, см. также табл. 5) рекомендуется определять по формуле

$$s \geqslant 0{,}0016x(L-x)/D,$$

учитывающей влияние расстояния x данного уплотнительного кольца от опор ротора и корпуса турбомашины и их пролета L (обозначения см. п. 2.1.3) на локальную стрелу их прогиба. При унификации уплотнений по всей длине ротора принимается $s_{max} \geqslant 0{,}0004L^2/D$.

3.6.3. Сегменты гибких уплотнений могут деформироваться при пусках под воздействием радиального перепада температур, возникающего при прогреве или при задеваниях. Чтобы исключить при этом уменьшение уплотнительных зазоров, рекомендуется заплечики Т- или Г-образных хвостов делать сплошными по всей дуге сегмента, а чтобы сохранить радиальную подвижность сегментов, их размеры рекомендуется ограничить величиной 200—250 мм по хорде (при выборе люфта согласно п. 3.6.2).

3.6.4 При работе турбомашины под нагрузкой сегменты прижимаются в сторону вала к заплечикам паза не только пружинами, но и давлением среды, для чего полость паза сообщается с входной стороной сегмента пропилами в заплечиках или специальными сверлениями. Давления на входе в сегмент p_0 и на выходе из него p_z (где z — количество гребней в сегменте), а также давление в последнем зазоре p находятся по начальному и конечному давлениям отсека и общему количеству его гребней с помощью формул п. 3.3.3.

Радиальное прижимное усилие N от перепада давлений на внешнюю и внутреннюю стороны сегмента с учетом его ширины B и вылета выходной полочки C (см. черт. 6) вычисляется по формуле

$$\frac{N}{p_0 Bl} = 0{,}33 - 0{,}67(p/p_0)^2/(1 + p/p_0) - \frac{C}{B}(1 - p/p_0),$$

где l — хорда сегмента;

$$p/p_0 = p_z/p_0 \quad \text{при } p_z/p_0 \geqslant p_к/p_0, \text{ но } p/p_0 = p_к/p_0 \quad \text{при } p_z/p_0 < p_к/p_0;$$

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

3.6.5. Во избежание зависания сегмента в отжатом положении, что привело бы к возрастанию утечки, радиальное прижимное усилие должно превосходить силу трения F между щекой сегмента и пазом, возникающую от осевого перепада давлений на сегмент:

$$N > F \approx f(p_0 - p_z)Al,$$

где A — толщина сегмента, включая среднюю высоту гребней (см. черт. 6); f — коэффициент трения (в случае трения покоя $f \approx 1$).

Это налагает следующее условие на соотношение геометрических размеров сегмента:

$$fA/B + C/B < 0{,}33\,(1 + p/p_0 - 2p^2/p_0^2)(1 + p/p_0)^{-1}(1 - p_z/p_0)^{-1},$$

которое при $p_z \geqslant p_к$ имеет вид

$$fA/B + C/B < 0{,}33\,[1 + (p_0/p_z + 1)^{-1}];$$

при $p_z < p_к$ для пара

$$fA/B + C/B < 0{,}33\,(1 - p_z/p_0)^{-1}\{1 - 1{,}44\,(z + 1{,}5)^{-1}[1 + 0{,}85\,(z + 1{,}5)^{-0{,}5}]^{-1}\},$$

а для воздуха

$$fA/B + C/B < 0{,}33\,(1 - p_z/p_0)^{-1}\{1 - 0{,}84\,(z + 0{,}5)^{-1}[1 + 0{,}65\,(z + 0{,}5)^{-0{,}5}]^{-1}\}.$$

Указанное условие графически представлено также на черт. 6, где зона критических режимов построена для пара, но может быть использована (с некоторым запасом) и для воздуха. Из графика следует, что полная гарантия от зависания сегмента (в расчете на $f = 1$) достигается за счет существенного ограничения толщины A и вылета полки C при увеличенной ширине B. Так, например, типовой сегмент ($C/B = 0{,}3$) с числом гребней $z = 10$, будучи использован в последнем отсеке камина ЦНД ($p_z/p_0 \approx 0$), имеет радиальное паровое усилие, направленное не на прижим, а на отжим.

Проверка геометрических размеров сегментов на отсутствие зависания производится с помощью графика черт. 6. Если при заданных значениях числа гребней сегмента z, отношения давлений за и перед сегментом p_z/p_0 и относительного вылета выходной полки C/B полученное из графика значение fA/B окажется меньше фактического (можно принять, что коэффициент трения покоя $f = 1$), то отжатый при работе турбины под нагрузкой сегмент не возвратится назад, и в соответствии с изложенным придется менять соотношения A/B, C/B или p_z/p_0. Если окажется, что полученное из графика значение $fA/B < 0$, то давлением среды сегмент отжимается от вала.

3.6.6. Для начального центрирования сегментов служат пружины, выполняемые в виде пластинок, дужек или цилиндрических спиралей, охватывающих сегментные полукольца или устанавливаемых в радиальные гнезда каждого сегмента. По технологичности и стабильности свойств предпочтительным является последний вариант.

Пружины рассчитываются на удвоенный вес сегмента. Во избежание перегрузки пружин нижних сегментов весом боковых последние рекомендуется фиксировать от смещения с помощью штифтов вблизи горизонтального разъема в нижней половине.

3.7. Конструкция и температурные деформации корпусных деталей

3.7.1. При высокой температуре для уменьшения вероятности задеваний и обеспечения сохранности радиальных зазоров уплотнений необходимо выполнять следующее:

соблюдать равенство тепловой инерционности деталей ротора и охватывающих его корпусных деталей (вала и обойм его уплотнений, барабана или дисковой части ротора и соответствующих им внутреннего цилиндра или обойм диафрагм);

ослабить влияние горизонтального разъема в корпусных деталях за счет обогрева фланцев, применения ложных и разрезных фланцев, стяжных колец и т. п.* (черт. 7);

обеспечить возможно более полную симметрию верхних и нижних половин в отношении расположения разного рода патрубков и пр.;

назначать радиальные зазоры для верхней, нижней и боковых частей окружности дифференцированно с учетом вероятных температурных деформаций корпусных деталей.

3.7.2. Прогиб корпуса цилиндра из-за различия температур его верхней и нижней образующих рассчитывается по формулам РТМ 108.021.104—77.

Если в эти формулы подставить допустимые разности температур, то можно получить поправку для корректировки зазоров $\Delta\delta_{в-н}$, на которую необходимо увеличить значение установочного зазора в нижней части окружности.

---

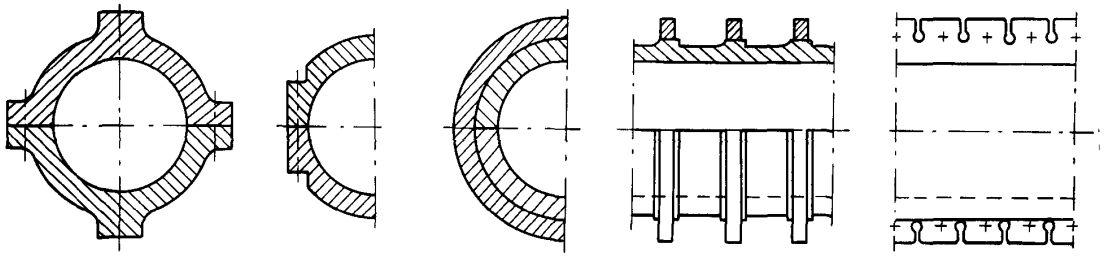
* Расчет фланцевых соединений производится по ОСТ 108.021.110—84.

3.7.3. Следует стремиться к равенству температур опор ротора и статора, например, наружных стенок корпуса подшипника, на который опираются лапы цилиндра, и внутренних стоек с вкладышем, несущих ротор. Неравенство температур опор должно быть учтено при назначении зазоров.

При разности температур опор Δt, их высоте h и коэффициенте температурного расширения α величина поправки к зазору вблизи опоры составит $\Delta\delta_{оп}=\alpha\Delta th$. При равенстве пролетов ротора и статора $L_р=L_ц$ или при расположении опор цилиндра между опорами ротора поправка к зазору на расстоянии x_1 от первой опоры цилиндра находится по формуле

$$\Delta\delta_{оп\,x_1}=\alpha_1\Delta t_1 h_1\frac{L_ц-x_1}{L_ц}+\alpha_2\Delta t_2 h_2\frac{x_1}{L_ц}.$$

Конструкции, ослабляющие влияние горизонтального разъема на деформацию расточки корпусных деталей

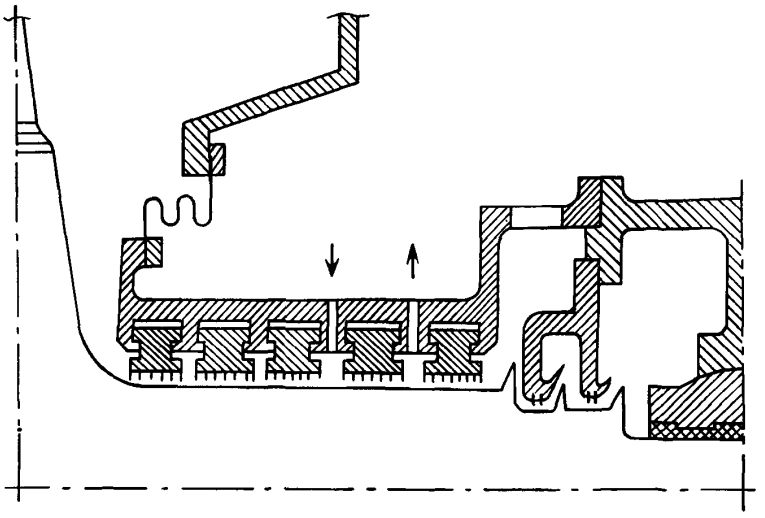


а — ложные фланцы; *б* — узкие фланцы; *в* — стяжные кольца; *г* — разрезной фланец

Черт. 7

Если опоры статора горячее опор ротора, то зазоры по нижней образующей должны быть увеличены на величину поправки, если горячее опоры ротора, то увеличить следует верхние зазоры. Отрицательные поправки (уменьшение зазоров) вводить не рекомендуется. Боковые зазоры (в плоскости горизонтального разъема) не меняются.

Жесткое крепление камина к подшипнику при гибком соединении с цилиндром *НД*



Черт. 8

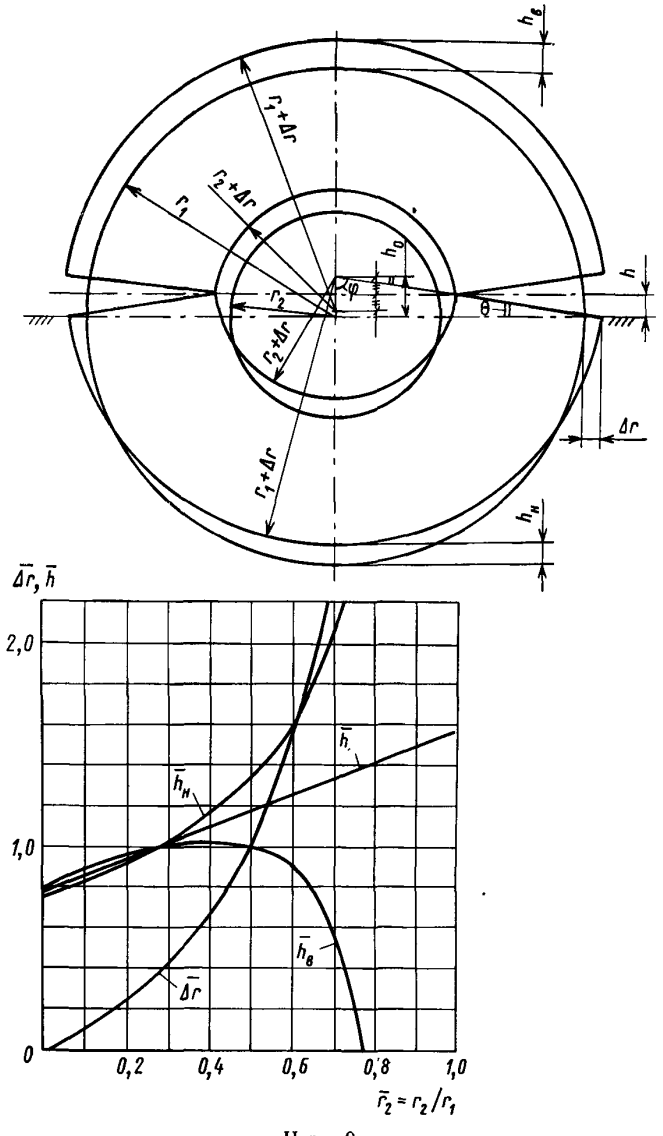
Следует избегать статически неопределимого (продольно протяженного) опирания цилиндров (подобно цилиндрам паровых турбин, опирающимся на балкон выхлопного патрубка). В этом случае к весьма существенным расцентровкам согласно формуле могут добавиться расцентровки от искривления плоскости горизонтального разъема.

При раздельном опирании ротора и цилиндра на фундамент корпус уплотнения (камина) целесообразно жестко крепить к опоре ротора, а с цилиндром турбины соединять гибкой мембраной (черт. 8).

3.7.4. Корпусные детали, несущие уплотнения, как правило, омываются изнутри и снаружи потоками среды с различной температурой либо имеют внешние ободья, контактирующие с корпусом, температура которого отличается от температуры потока в уплотнении. Например, максимальное превышение Δt_k температуры расточки над температурой обода диафрагмы k-й ступени цилиндра турбины с разгрузочными отверстиями в дисках ротора соответствует (с учетом начальной разности Δt_1 температур указанных потоков) разности энтальпий среды перед первой и рассматриваемой ступенями (см. черт. 12):

$$\Delta i_k = \Delta i_1 + (i_1 - i_к).$$

Деформация и расцентровка корпусных деталей с горизонтальным разъемом при $\Delta t = t_2 - t_1 > 0$



Черт. 9

Если корпусную деталь (черт. 9) рассматривать как тело вращения с горизонтальным разъемом, свободно опертое у этого разъема по ободу, то при линейном возрастании температуры от внешнего радиуса r_1 к внутреннему r_2 на величину Δt имеет место увеличение боковых зазоров у разъема на величину

$$\Delta r = \alpha \Delta t r_1 r_2 (r_1 - r_2)^{-1} =$$

$$= \alpha \Delta t r_1 \bar{r}_2 (1 - \bar{r}_2)^{-1} = \alpha \Delta t r_1 \bar{\Delta r}.$$

При этом в разъеме у периферии появится неплотность, равная удвоенной величине подъема горизонтальной оси симметрии детали:

$$2h = 2\alpha \Delta t r_1 \frac{\pi}{4} (1 + \bar{r}_2) = 2\alpha \Delta t r_1 \bar{h}.$$

Ось расточки нижней половины поднимется на величину

$$h_0 = \alpha \Delta t r_1 \frac{\pi}{4} (1 + \bar{r}_2)(1 - \bar{r}_2)^{-1} = \alpha \Delta t r_1 \bar{h}_0.$$

Зазор по нижней образующей уменьшится на величину

$$h_н = \alpha \Delta t r_1 (\bar{h}_0 - \bar{\Delta r}) = \alpha \Delta t r_1 \bar{h}_н,$$

а по верхней увеличится на

$$h_в = \alpha \Delta t r_1 (2\bar{h} - \bar{h}_н) = \alpha \Delta t r_1 \bar{h}_в.$$

При обратной разности температур все деформации только поменяют знак, кроме изменения зазора по верхней образующей, которое совпадет с изменением его по нижней образующей:

$$h_в^* = h_н = \alpha \Delta t r_1 (\bar{h}_0 - \bar{\Delta r}).$$

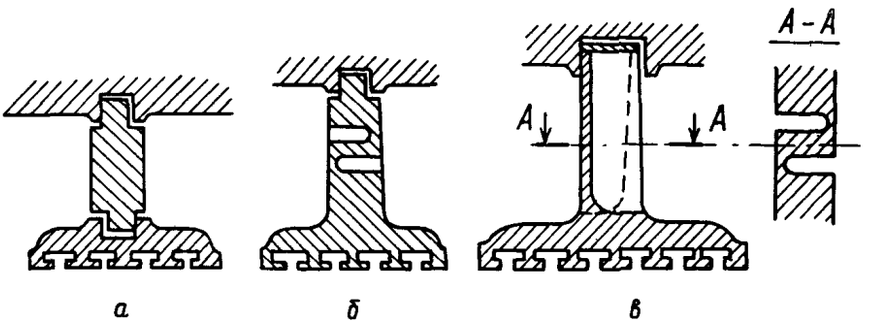
На черт. 9, где показаны рассмотренные деформации, представлены также необходимые для вычислений графики их относительных величин.

Изменения зазоров и появление неплотностей по разъему следует учитывать при расчете протечек. Кроме того, в установочные значения зазоров следует вносить поправки на величину их уменьшения. Наличие мощного крепежа по разъему несколько уменьшает рассмотренные термоупругие деформации, но не устраняет их полностью. Стеснение деформаций при большой разности температур, возникающей особенно при нестационарных режимах, может привести к остаточному короблению корпусных деталей и разрыву крепежа.

Для уменьшения температурных деформаций деталей, несущих уплотнения, при проектировании необходимо выполнять следующее (черт. 10—12):

уменьшать внешний радиус r_1 за счет отказа от наружных ободьев и (или) перехода к составной конструкции;

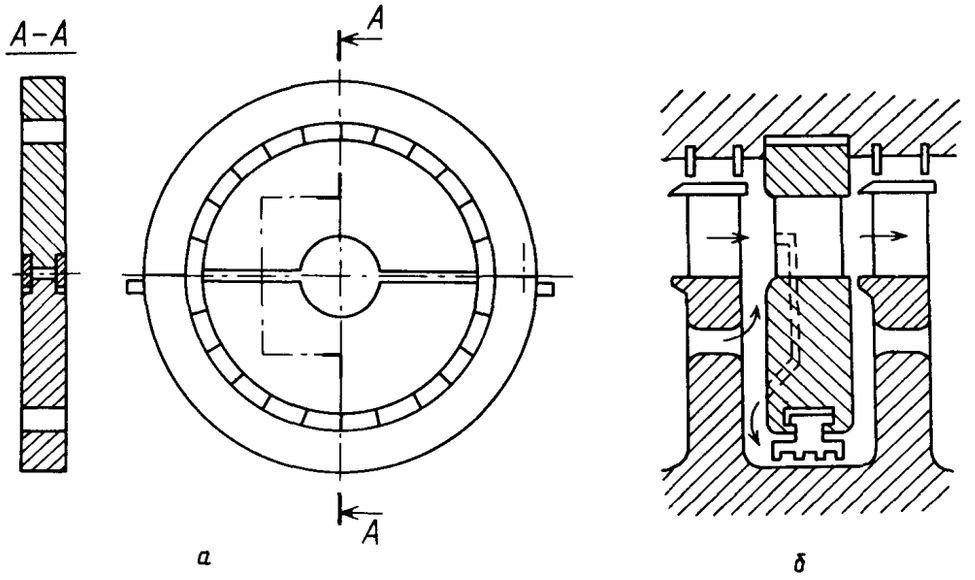
Способы нейтрализации радиального градиента температур в обоймах уплотнений



а — составная конструкция; *б*, *в* — варианты термокомпенсационных выемок

Черт. 10

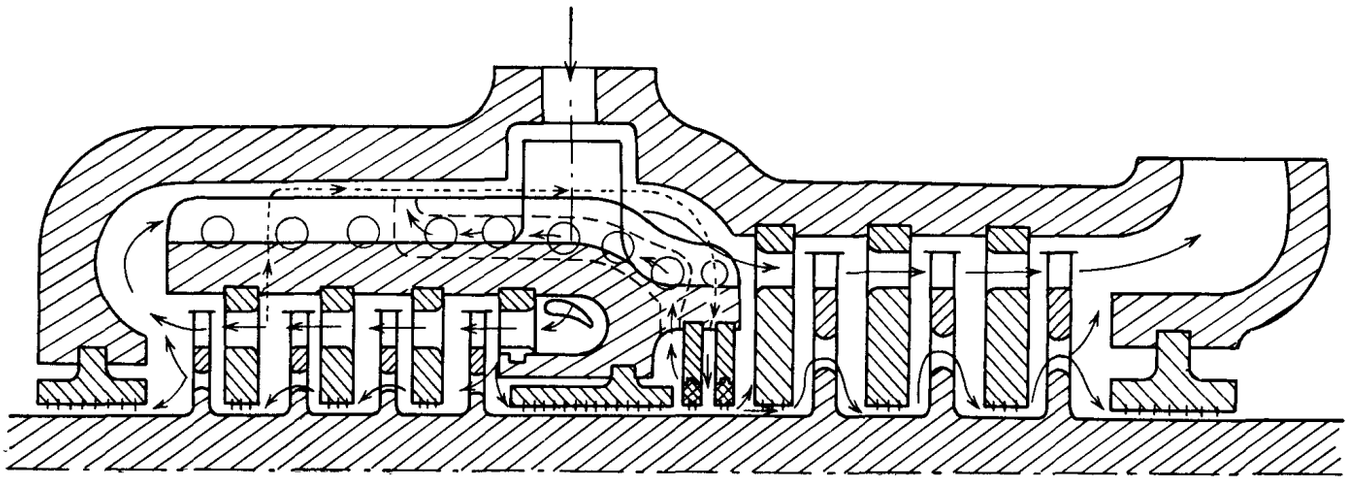
Способы уменьшения температурных деформаций диафрагм



а — независимая подвеска верхних половин; *б* — перепуск пара для выравнивания температур

Черт. 11

Перепуски пара для снижения температурных градиентов



Черт. 12

применять термоэластичные конструкции;

уменьшать радиальную неравномерность температур за счет изоляции деталей или рациональной организации потоков среды, например ее перепуска от периферии к расточке диафрагмы;

применять независимую подвеску и поперечную центровку верхних и нижних половин детали с соответствующим уплотнением разъема.

4. УПЛОТНЕНИЯ ЛОПАТОЧНОГО АППАРАТА

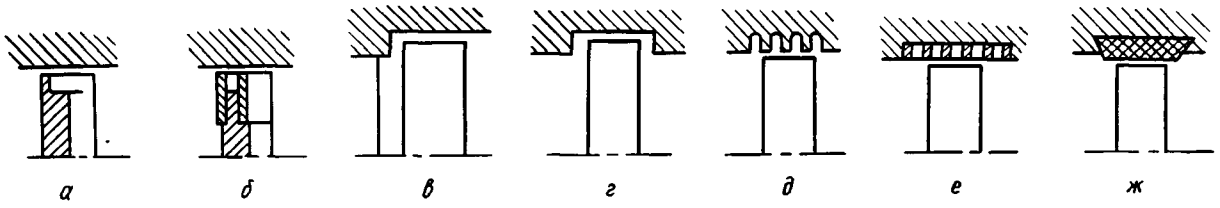
4.1. Общие положения

4.1.1. В уплотнениях лопаточного аппарата потери экономичности, вызываемые протечкой, не ограничиваются дефицитом рабочего тела, совершающего работу, а дополняются изменением реакции, т. е. отклонением от расчетного режима, и искажением пространственной структуры рабочего потока вблизи уплотнения. Более того, приток (присос) рабочего тела через межвенцовое уплотнение, как правило, вызывает бо́льшую потерю, чем утечка, а утечки через вершины необандаженных лопаток могут несколько уменьшать потери от вторичных течений. (Вопрос о целесообразности бандажирования лопаточных аппаратов для повышения экономичности, особенно при барабанной конструкции ротора, остается открытым. Бандажирование рабочих колес влажнопаровых ступеней препятствует влагоудалению.)

В настоящем РТМ уплотнения лопаточного аппарата оцениваются лишь с точки зрения уменьшения протечек независимо от их направления и влияния на течение в лопаточных каналах.

4.1.2. При необандаженных лопаточных аппаратах утечка среды имеет место лишь через зазоры по вершинам лопаток. Для уменьшения зазора без снижения надежности выполняют утоненные или

Уплотнения необандаженных лопаточных аппаратов



а, б — с утонением вершины лопатки; *в, г, д* — с перекрышей и проточками в статоре; *е, ж* — с ячеистыми и мягкими вставками

Черт. 13

полые (иногда сменные) профили у вершин лопаток, наносят легкоизнашиваемые или абразивные покрытия на цилиндрическую поверхность сопряженной детали, придают ей ячеистую (сотовую) фактуру, выполняют на ней узкие кольцевые проточки или широкие канавки во всю ширину профиля, иногда с заглублением концевой части профиля; весьма эффективно введение положительной перекрыши меридианных обводов направляющих и рабочих венцов (черт. 13).

4.1.3. В случае применения дисковой конструкции ротора направляющие и рабочие лопатки, как правило, выполняют обандаженными. Бандажная полка может быть отфрезерована заодно с профильной частью лопатки или изготовлена отдельно (клепаная, вальцованная конструкция). При размещении направляющих лопаток в диафрагмах роль бандажей играют обод и тело диафрагмы. При барабанном исполнении ротора направляющие и рабочие лопаточные аппараты и их бандажи имеют идентичную конструкцию. Поэтому в дальнейшем в РТМ в основном рассматриваются уплотнения рабочих обандаженных лопаточных венцов.

4.1.4. Эффективным средством уменьшения протечек через уплотнения лопаточного аппарата является выбор степени реактивности у корня и периферии рабочих лопаток, например, за счет использования ступеней со сниженным градиентом степени реактивности по высоте лопатки.

4.1.5. Уплотнения обандаженного лопаточного аппарата подразделяются на следующие функциональные подгруппы (черт. 14):

надбандажные;

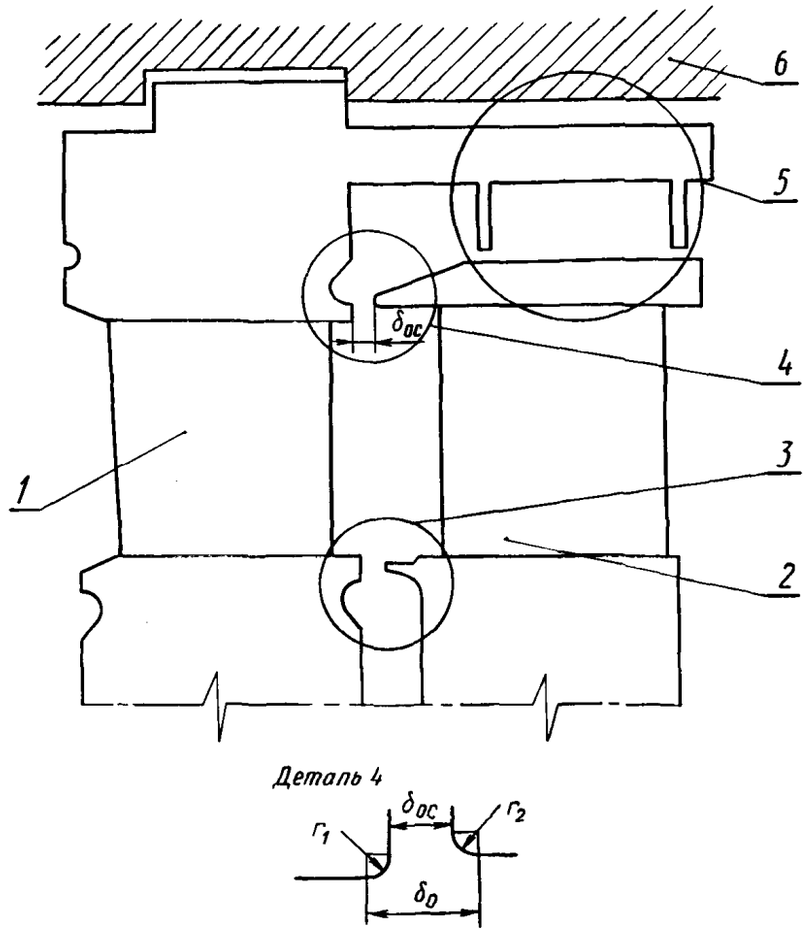
межвенцовые (периферийные и корневые).

4.2. Надбандажные уплотнения

4.2.1. При цельнофрезерованных бандажных полках лопаток надбандажные уплотнения выполняются как обычные прямоточные или ступенчатые уплотнения с радиальными (А — Г в табл. 2 и табл. 5) или с осевыми зазорами (Д в табл. 2). В этом случае количество дросселей надбандажного уплотнения определяется осевой шириной бандажа и величиной относительных осевых перемещений роторных и статорных элементов. При клепаной конструкции бандажа удается разместить два-три дросселя.

Рекомендуемые варианты конструктивного исполнения надбандажных уплотнений представлены на черт. 15. Для лучшей сохранности гребней ротора статорные вставки могут выполняться легкоизнашиваемыми за счет применения сотовой конструкции или мягких материалов и покрытий.

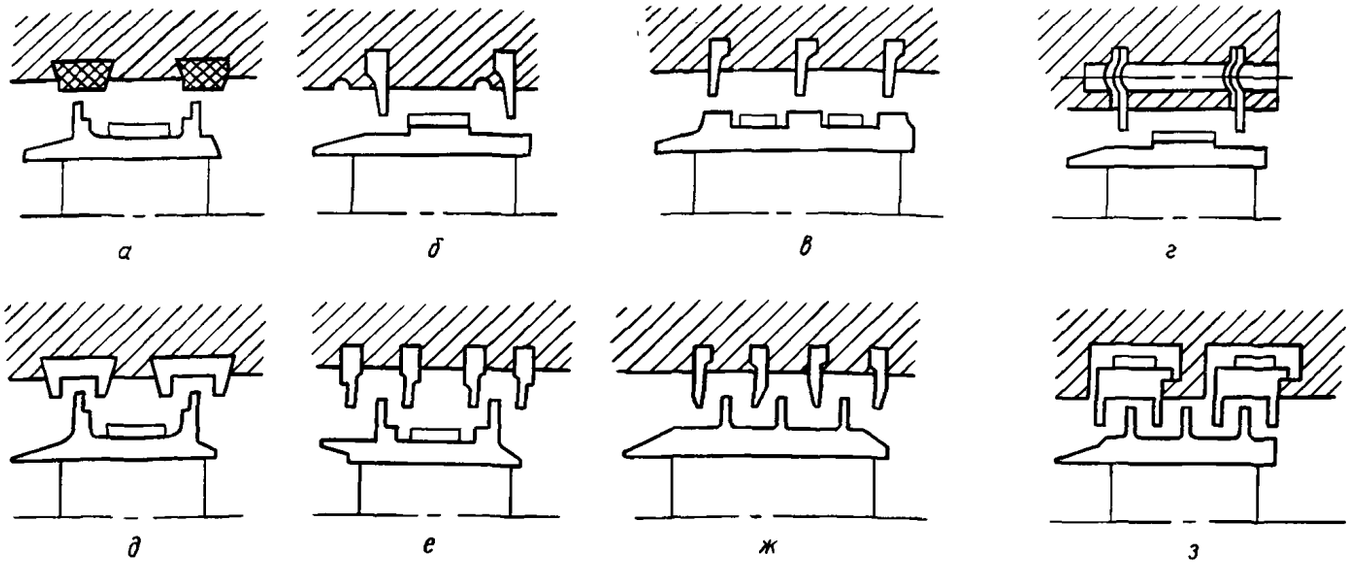
Схема уплотнений лопаточного аппарата



1 — направляющая лопатка; *2* — рабочая лопатка; *3* — корневое уплотнение; *4* — периферийное уплотнение; *5* — надбандажное уплотнение; *6* — корпус цилиндра или обоймы

Черт. 14

Варианты конструктивного исполнения надбандажных уплотнений

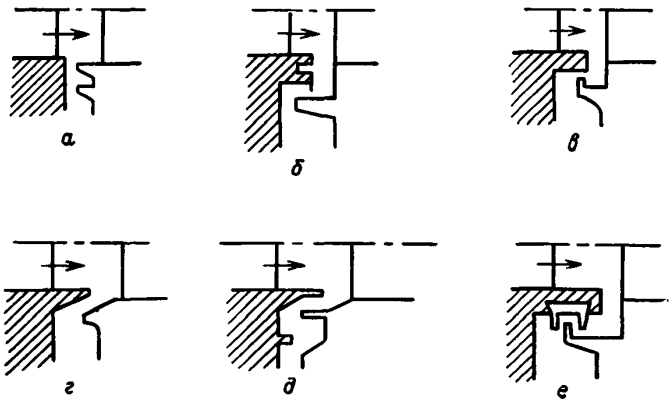


а — е — клепаные ленточные бандажи; *ж, з* — цельнофрезерованные бандажные полки; *а, г, д, з* — ЛМЗ; *б, в* — ХТГЗ; *е, ж* — ТМЗ

Черт. 15

4.2.2. На надбандажные уплотнения распространяются рекомендации разделов 1, 2 и 3 по выбору величин радиальных зазоров, люфта сегментов, материала и размеров уплотнительных гребней, а также условия применимости различных конструкций. Дополнительным средством повышения экономичности и надежности является использование принципа температурного управления зазорами, когда после пуска и прогрева происходит уменьшение периферийных зазоров, например, за счет различия в коэффициентах температурного расширения деталей.

Варианты конструктивного исполнения корневых межвенцовых уплотнений



Примечание. Заштрихована деталь направляющего аппарата

Черт. 16

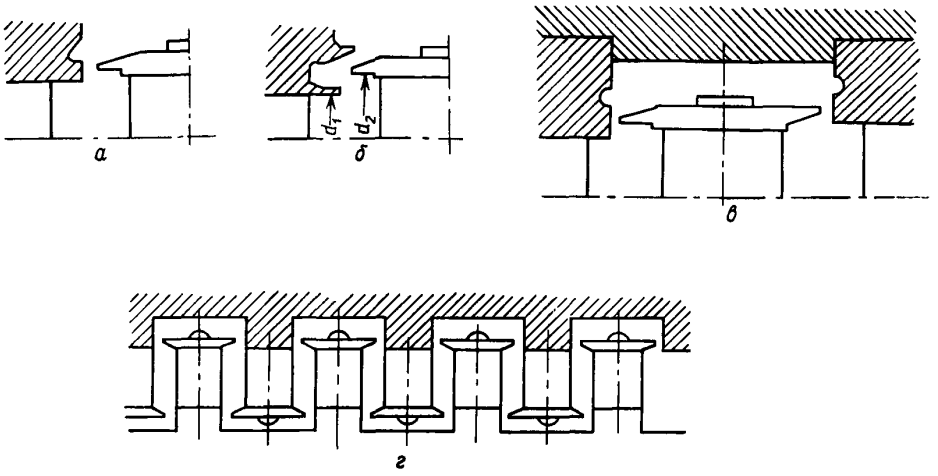
4.2.3. Надбандажные уплотнения с радиальными зазорами (особенно прямоточные) при статических и динамических расцентровках являются источником дополнительных сил, возбуждающих автоколебания ротора: кроме сил, обусловленных окружной неравномерностью давлений в самих уплотнениях, они вызывают усилия, возникающие из-за окружной неравномерности расхода через лопаточные аппараты рабочих венцов.

4.2.4. Для лучшей сохранности радиальных зазоров статорные элементы надбандажных уплотнений рабочих колес дисковой конструкции предпочтительнее крепить к ободу диафрагмы, чем размещать в обойме или непосредственно в корпусе цилиндра.

4.3. Межвенцовые уплотнения

4.3.1. Корневые уплотнения могут иметь как осевые, так и радиальные уплотняющие зазоры, образуемые выступами и гребнями. Иногда осевой межвенцовый зазор у корня рабочих лопаток выполняется без специального уплотнения, но для уменьшения потерь от присосов снабжается направляющими и закручивающими устройствами.

Варианты конструктивного исполнения периферийных межвенцовых уплотнений



Черт. 17

Рекомендуемые варианты конструктивного исполнения корневых уплотнений представлены на черт. 16.

4.3.2. Периферийные уплотнения, как правило, имеют осевые уплотняющие зазоры, образуемые торцевыми плоскостями и заостренными кромками бандажей направляющих и рабочих лопаточных аппаратов. Уплотнение рабочих венцов по периферии рекомендуется выполнять как по входной, так и по выходной кромке бандажа, особенно при барабанной конструкции ротора и в цилиндрах с двухпоточной и петлевой схемой течения. *При больших осевых разбегах целесообразен переход на радиальные уплотняющие зазоры («усик под бандаж»).*

Рекомендуемые варианты периферийных уплотнений представлены на черт. 17.

4.3.3. Для уменьшения утечек в межвенцовый осевой зазор меридианные обводы рабочих и направляющих аппаратов выполняются со взаимной перекрышей (см. черт. 23).

Величина перекрыш выбирается с учетом радиального смещения Δ_1 границы кольцевой струи, имеющей окружную составляющую скорости, с учетом расширения Δ_2 струи от ее торможения трением о неподвижную среду в открытом осевом зазоре, а также с учетом технологических отклонений Δ_3 диаметральных размеров бандажей лопаточных венцов и температурных деформаций Δ_4 диафрагм на стационарном режиме работы турбины.

Прикорневая перекрыша (при положительной реакции у корня)

$$\Delta^{к} \geqslant -\Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3^{к} + \Delta_4;$$

периферийная перекрыша

$$\Delta^{п} \geqslant \Delta_1 + \Delta_2 + \Delta_3^{п} + \Delta_4.$$

Составляющие перекрыш определяются по формулам:

$$\Delta_1 \approx \frac{\delta_{ос}^2}{d\,\mathrm{tg}^2\alpha_1};$$

$$\Delta_2 = 0{,}05\delta_{ос}/\sin\alpha_1;$$

$$\Delta_3^{к} = \Delta_с^{к.н} + \Delta_р^{к.в}, \quad \Delta_3^{п} = \Delta_р^{п.н} + \Delta_с^{п.в};$$

$$\Delta_4 = \alpha(t_2 - t_1)(0{,}4D_1 - 0{,}1D_2)/(1 - D_2/D_1).$$

В этих формулах:

$\delta_{ос}$ — открытый межвенцовый осевой зазор;

d — диаметр соответствующего меридианного обвода;

α_1 — угол выхода потока из предыдущего лопаточного аппарата на уровне соответствующего меридианного обвода;

α — коэффициент линейного расширения тела диафрагмы, 1/К;

D_1 и D_2 — диаметры обода и расточки диафрагмы соответственно;

t_1 — температура обода диафрагмы, принимаемая по температуре пара перед ступенью;

t_2 — температура расточки, принимаемая по линии дросселирования от первой из группы последовательно расположенных ступеней цилиндра.

Индексы «н» и «в» означают соответственно нижнее и верхнее отклонения радиального размера, определяемого по размерной цепи с учетом конструктивного исполнения венцов, а индексы «р» и «с» — принадлежность к роторному или статорному венцу.

4.3.4. Для уменьшения газодинамического возбуждения автоколебаний роторов ВД величину периферийной перекрыши рекомендуется выбирать по соотношению $\Delta^{п} \geqslant 2\delta_{ос}$.

4.4. Контроль состояния периферийных уплотнений

В паровых турбинах с промежуточными отборами пара из цилиндра в эти отборы попадают утечки пара периферийных уплотнений предотборных ступеней, имеющие более высокую температуру, чем основной поток, и влияющие на температуру отбираемого пара.

Об эксплуатационном изменении зазоров в периферийных межвенцовых и надбандажных уплотнениях в период между двумя моментами времени (I и II) судят по изменению относительной утечки через эти уплотнения $\Delta\bar{G}_{ут}$, исходя из результатов измерения температур пара при близких значениях нагрузки турбины:

$$\Delta\bar{G}_{ут} = \left[\left(t_{отб}^{II} - t_{баз}^{II}\right) \frac{t_{баз}^{I} + 273}{t_{баз}^{II} + 273} - \left(t_{отб}^{I} - t_{баз}^{I}\right) \right] \frac{G_{отб}}{G_{отс}} \frac{c_p}{\eta_{0i} H_0}.$$

Здесь $t_{отб}$ — измеренное значение температуры пара в отборе;

$t_{баз}$ — измеренное значение базовой температуры, в качестве которой могут быть использованы температуры пара за цилиндром, в камере регулирующей ступени и (при отсутствии соплового парораспределения) перед цилиндром;

c_p — удельная теплоемкость пара.

Кроме того, в формуле используются расчетные номинальные значения следующих величин:

$G_{отб}$, $G_{отс}$ — расходы пара соответственно в отбор и через предотборный отсек;

η_{0i} — внутренний относительный КПД ступеней предотборного отсека;

H_0 — располагаемый теплоперепад предотборного отсека, кДж/кг.

5. РАСЧЕТ ПРОТЕЧЕК

5.1. Течение в зазоре

5.1.1. Расчетный зазор

5.1.1.1. При истечении через зазор δ (черт. 18), образуемый гребнем с достаточно острыми кромками, струя претерпевает сужение, так что ее толщина $\delta' = \mu\delta$, где $\mu < 1$ — коэффициент сужения.

Отрыв струи от гребня происходит в точке перехода от прямолинейной части профиля к закруглению (радиуса r). Расстояние δ_0 от точки отрыва струи до противоположной ограничивающей ее стенки принимается в качестве расчетной величины зазора:

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

где θ_0 — угол наклона входной стороны профиля гребня.

В теоретическом случае абсолютно острых кромок ($r=0$) расчетный зазор равен фактическому.

Использование понятия расчетный зазор позволяет определять толщину истекающей струи с помощью известных теоретических значений коэффициента сужения μ_0, предполагающих абсолютную остроту кромок:

$$\delta' = \mu\delta = \mu_0\delta_0.$$

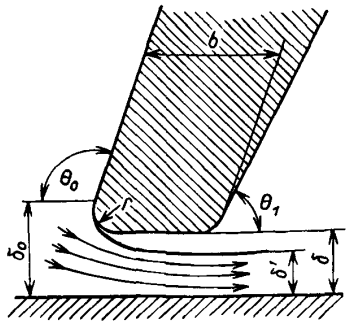
Для уплотнений ЦКТИ ($\theta_0=180°$, см. тип Д в табл. 2) расчетный зазор равен шагу гребней:

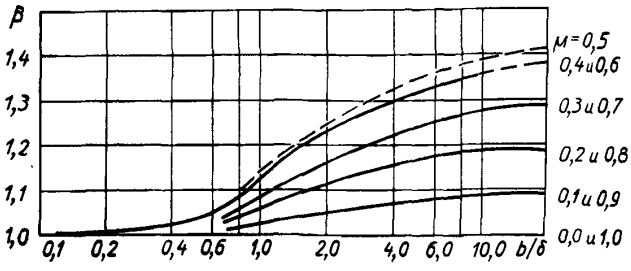
$$\delta_0 = t.$$

5.1.1.2. При затупленных кромках уплотнительных гребней течение в зазоре происходит, как в суживающемся сопле, т. е. без сужения струи ($\mu=1$, а $\delta'=\delta$), и в качестве расчетного следует принимать фактический зазор:

$$\delta_0 = \delta.$$

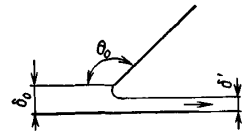
Определение поправки $\beta_к$ к расходу, учитывающей влияние толщины кромки гребня

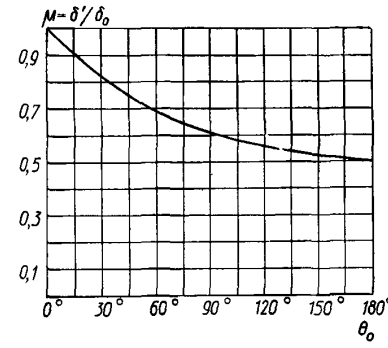




Черт. 18

Зависимость коэффициента сужения струи от угла наклона стенки при истечении без начальной скорости





Черт. 19

В гарантированно-бесконтактных уплотнениях (см. тип Д в табл. 2) этот случай может иметь место лишь при наличии перекрыши гребней ($h>\delta$, уплотнение ТМЗ и Келера); при этом в качестве расчетного следует принимать осевой зазор между гребнями: $\delta_0 = t - b = a$. В уплотнении ТМЗ (см. черт. 3)

$$\delta_0 = \frac{c_1 + c_2}{2}.$$

Условие протекания без сужения струи имеет вид

$$r \geqslant r_c = \frac{1/\mu_0 - 1}{1 - \cos\theta_0}\,\delta$$

(ориентировочно для наиболее распространенных уплотнений можно принимать $r \geqslant 0{,}6\delta$).

5.1.1.3. В межвенцовых уплотнениях лопаточного аппарата (см. черт. 14) в качестве расчетного*, как правило, принимается открытый осевой зазор δ_{oc} с поправкой на скругление кромок бандажей направляющих (1) и рабочих (2) лопаток:

$$\delta_0 = \delta_{oc} + r_1 + r_2.$$

* РТМ 108.020.118—77.

При радиальной ориентации межвенцового зазора (например, «усик под бандаж») в качестве расчетного зазора принимается разность радиусов соответствующих бандажей (см. черт. 17):

$$\delta_0 = \left| \frac{d_1 - d_2}{2} \right|.$$

Для теоретического анализа в качестве расчетного зазора иногда используется просвет между кромками или поверхностями бандажей, считаемых абсолютно тонкими.

5.1.2. Коэффициент сужения струи

5.1.2.1. Коэффициент сужения струи является одним из важнейших параметров, влияющих на протечку, и зависит от наклона входной стороны гребня, от наличия и направления входной скорости c_0, ее отношения к скорости истечения c, а также от наличия, расположения и степени заполнения потоком канала перед гребнем.

5.1.2.2. Коэффициент сужения струи при истечении без начальной скорости в зависимости от наклона гребня представлен на черт. 19.

5.1.2.3. Коэффициент сужения струи при наличии канала перед гребнем зависит от расположения канала, соотношения скоростей, а также от ширины канала и величины зазора (черт. 20).

Приближенное значение коэффициента сужения при истечении из канала, соосного вытекающей струе, для $\theta_0 = 90°$ находится по эмпирической формуле

$$\mu_0 = [1 - 0{,}707 \sqrt{1 - \delta_0/H}]^{-1}.$$

5.1.2.4. Коэффициент сужения при наличии перед гребнем свободной струи представлен на черт. 21.

5.1.2.5. Коэффициент сужения струи, истекающей через щель в боковой стенке канала при различном расположении кромок щели, представлен на черт. 22. Здесь толщина струи отнесена к расстоянию между кромками $\delta_0 = \sqrt{A^2 + B^2}$ или к ширине щели $|A|$ при заходе стенок одна за другую.

На черт. 23 коэффициент сужения для этого случая дан как отношение толщины истекающей струи к открытому межвенцовому осевому зазору в зависимости от соотношения осерадиальных проекций скоростей и от относительной приведенной радиальной перекрыши $\bar{\Delta}$, учитывающей радиальное смещение границы основного потока вследствие его закрутки и торможения от трения о неподвижную среду (см. п. 4.3.3):

$$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{\delta_{oc}} \mp \frac{\delta_{oc}}{d \operatorname{tg}^2 \alpha_1} - \frac{0{,}05}{\sin \alpha_1}.$$

Здесь знак «+» перед вторым слагаемым относится к корневому уплотнению, а знак «—» к периферийному; α_1 — угол выхода потока из предшествующего лопаточного венца; d — диаметр соответствующего меридианного обвода.

5.1.3. Влияние толщины кромки гребня

При большой толщине гребня (см. черт. 18) ($b > 4(\delta - \mu_0\delta_0) = 4\delta(1 - \mu)$) струя в зазоре претерпевает внезапное расширение с частичным восстановлением давления и выходит из зазора полным сечением, в результате чего протечка возрастает в $\beta = (1 - 2\mu + 2\mu^2)^{-0{,}5}$ раз, где $\mu = \mu_0[1 + (1 - \cos\theta_0) \times r/\delta]$.

Значение поправочного коэффициента β в зависимости от относительной толщины гребня b/δ и коэффициента сужения μ представлено на черт. 18.

Давление в зазоре p при этом ниже давления за гребнем и связано с коэффициентом β зависимостью

$$\bar{p} = \frac{p - p_{вых}}{p_* - p_{вых}} = 1 - \beta^2 < 0,$$

где p_* — заторможенное давление перед зазором. Максимальное разрежение в зазоре создается при $\mu = \mu_0\delta_0/\delta = 0{,}5$, когда протечка в пределе может стать в $\sqrt{2}$ раз больше, чем при абсолютно тонком гребне.

В соответствии с квадратичной зависимостью потери при внезапном расширении струи от отношения ее толщины δ' к ширине канала δ при отклонении μ от 0,5 разрежение под кромкой гребня падает и поправка $\beta < \beta_{max}$.

При еще большей толщине гребней начинает играть роль трение среды, уменьшающее протечку (см. расчет щелевых уплотнений, п. 5.4).

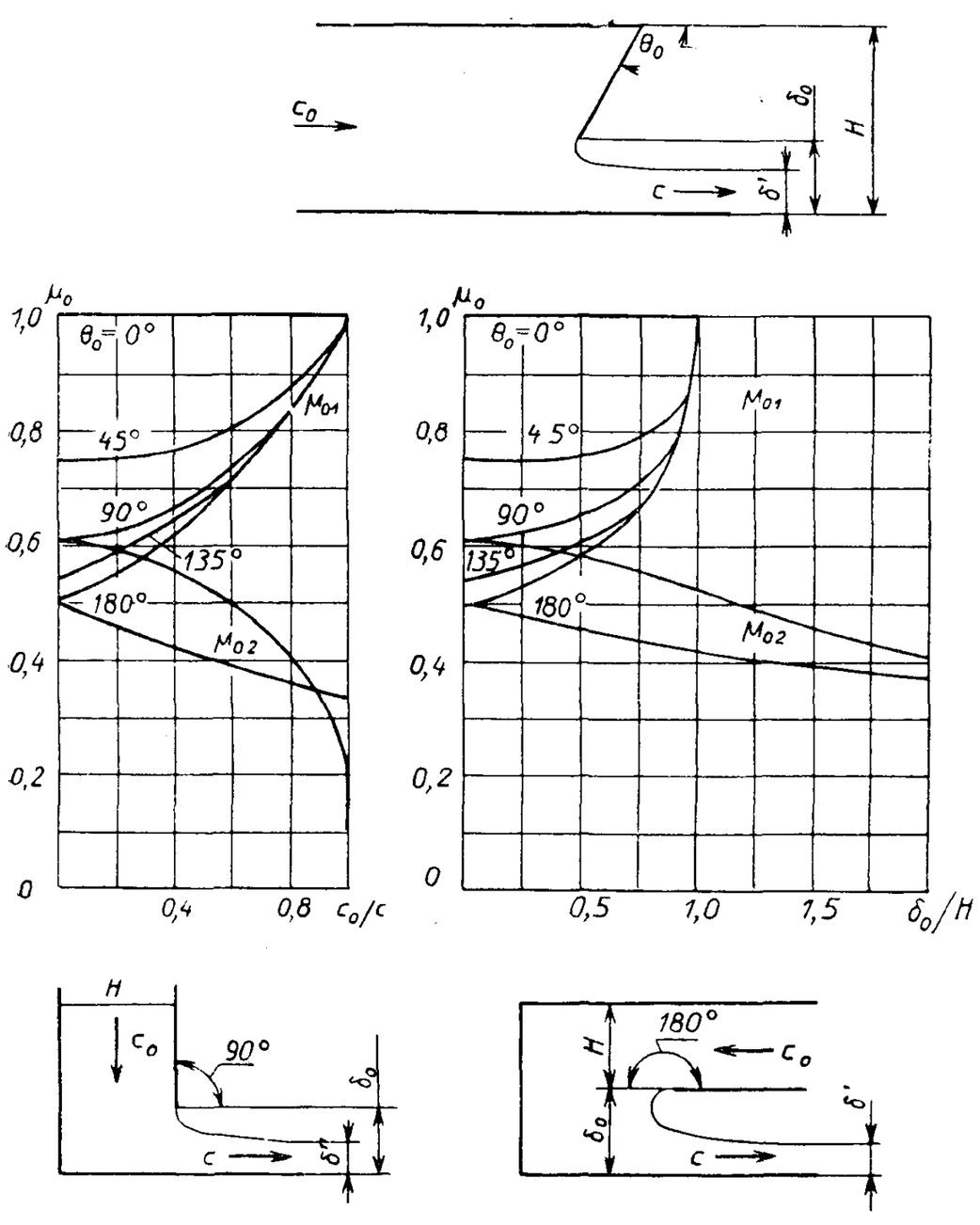
5.2. Течение за гребнем

5.2.1. Характерные размеры камер и каналов

5.2.1.1. За уплотнительным гребнем может располагаться промежуточная или выходная камера или выходной канал, размеры которых влияют на режим течения и величину протечки.

5.2.1.2. Глубина H канала или камеры часто включает и величину зазора. В уплотнениях с радиальными зазорами (см. табл. 2) глубина промежуточной лабиринтной камеры равна сумме зазора и высоты гребня (выступа): $H = h + \delta$.

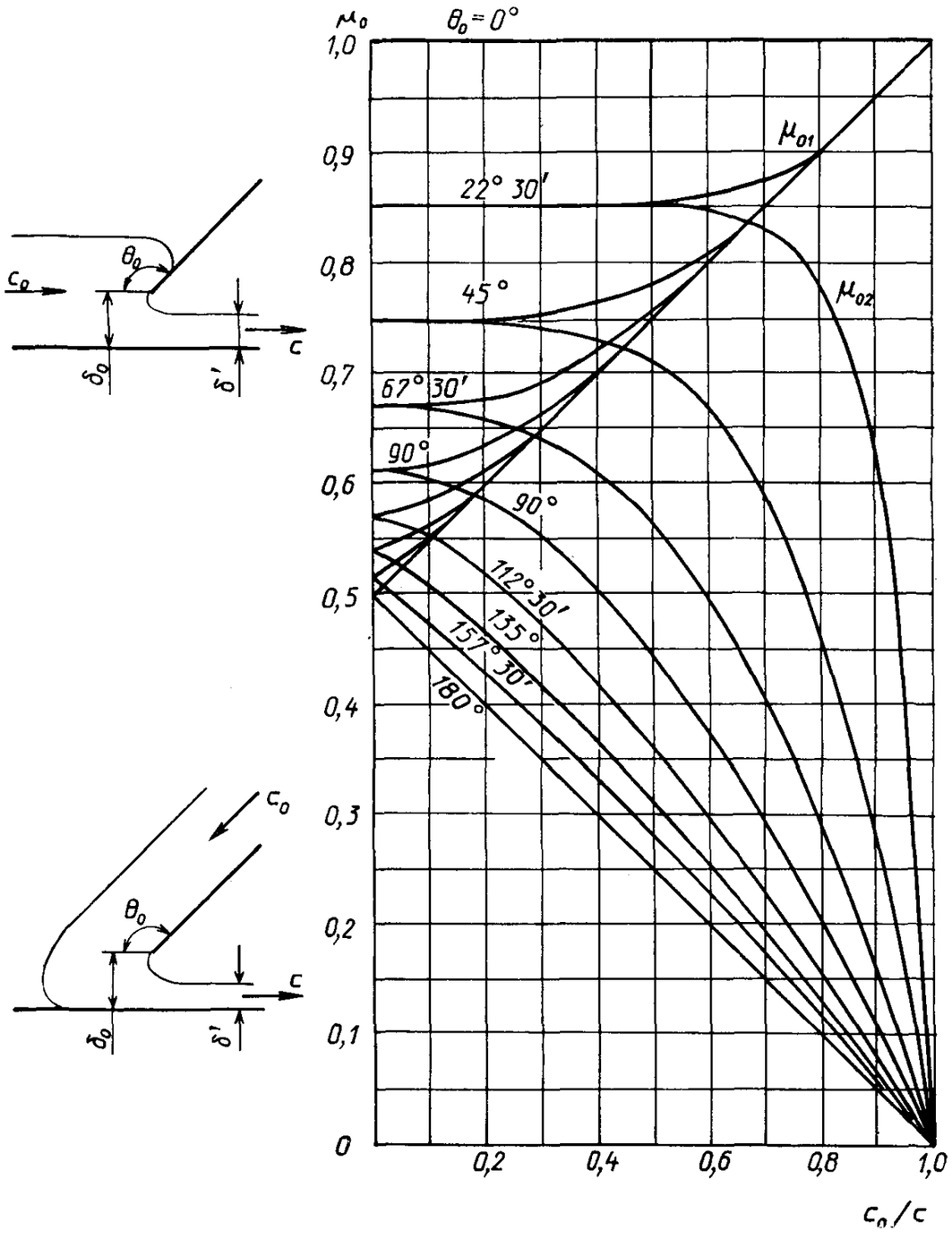
Коэффициенты сужения струи μ_0 при истечении из каналов



μ_{01} — для попутного направления входной c_0 и выходной c скорости; μ_{02} — для поворота скоростей на угол θ_0

Черт. 20

Коэффициент сужения при наличии свободной струи перед зазором



μ_{01} — попутное истечение; μ_{02} — истечение с поворотом на угол θ_0

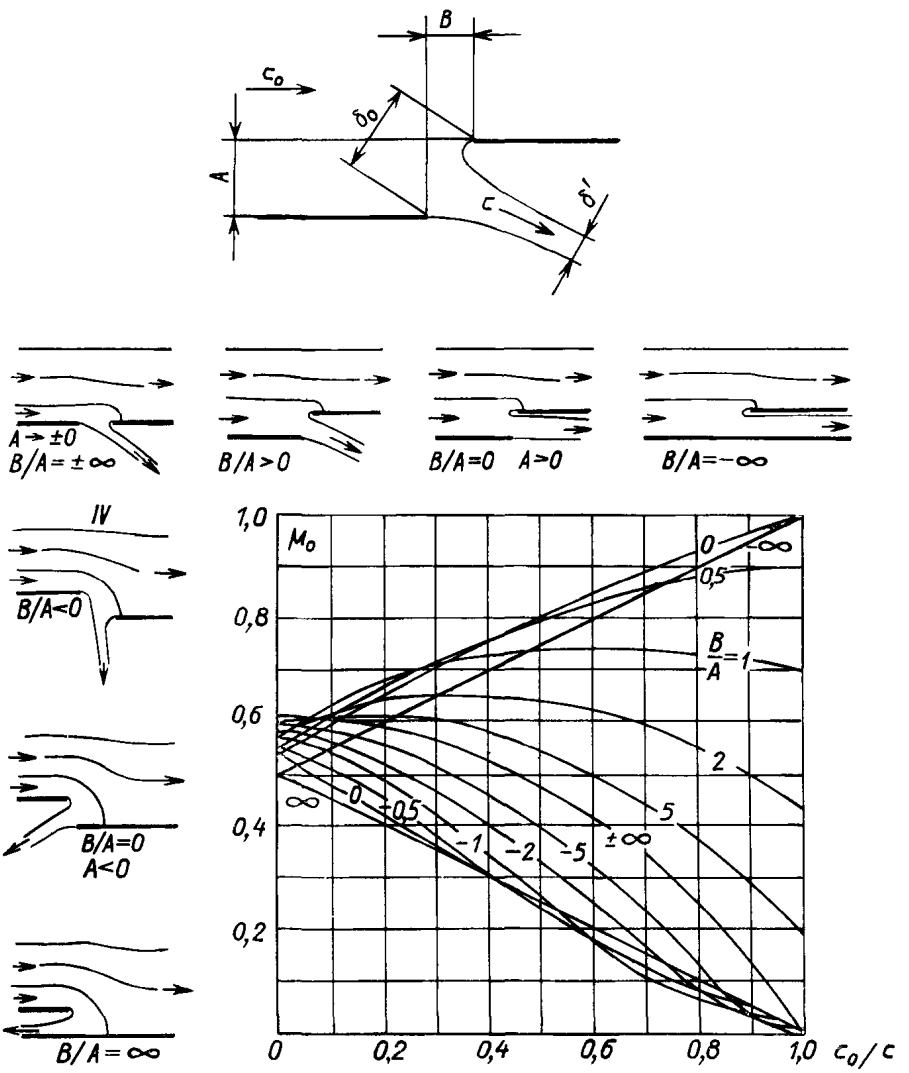
Черт. 21

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

В уплотнении типа Д глубину (ширину) камеры следует определять лишь при наличии перекрыши гребней ($h>\delta_0$, уплотнение Келера); в этом случае она равна осевому зазору: $H=t-b=a$.

5.2.1.3. Длина канала или камеры в уплотнениях с радиальными зазорами (и в щелевых уплотнениях) обозначена буквой t. В гребенчатых уплотнениях она практически совпадает с шагом гребней. В уплотнении типа Д при наличии перекрыши канал между гребнями имеет длину $h-\delta$.

Коэффициент сужения при истечении через щель в боковой стенке



Черт. 22

5.2.1.4. Расчетная длина l струи за гребнем из-за вихрей и обратных течений не всегда совпадает с длиной канала или камеры.

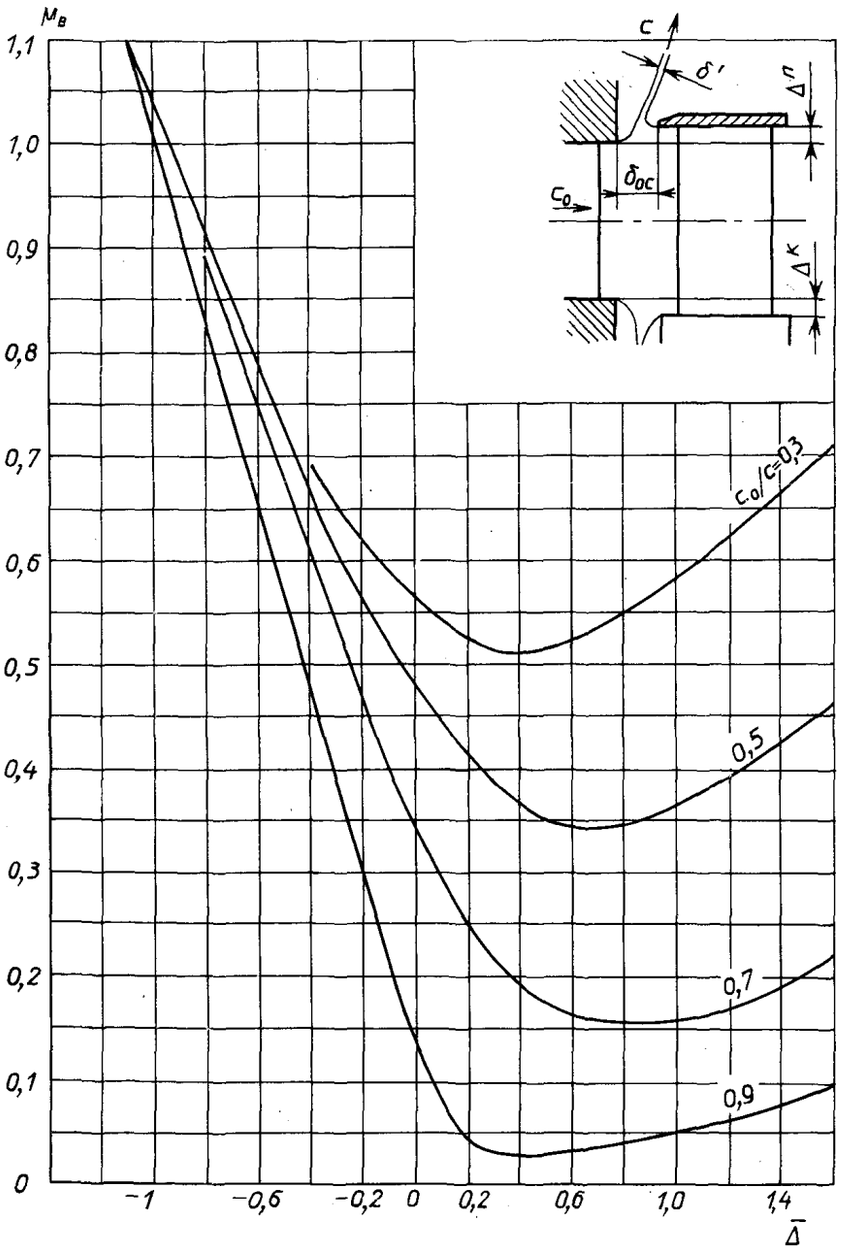
В промежуточных камерах прямоточного уплотнения (табл. 2, тип А), а также во всех выходных каналах расчетная длина струи определяется следующими формулами:

$$l = t + t\sin 2\theta_1 \qquad \text{при } t \leqslant h;$$

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

Здесь θ_1 — угол наклона выходной стенки гребня (черт. 24).

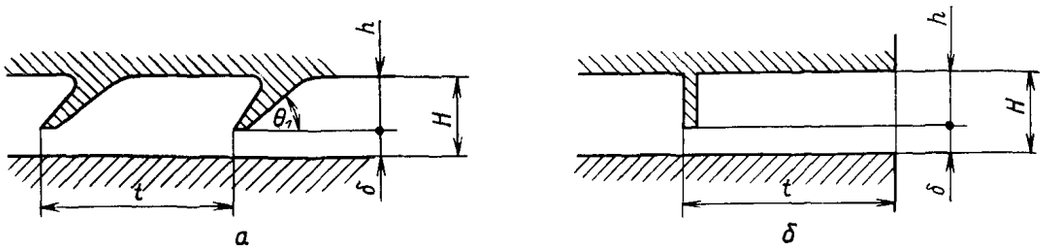
Коэффициент сужения струи в межвенцовом зазоре



$\mu_в = \delta'/\delta_{ос}$; $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{\delta_{ос}} = \frac{\delta_{ос}}{d\,tg^2\alpha_1} - \frac{0{,}05}{\sin\alpha_1}$, где — — периферийное уплотнение; + — корневое уплотнение; c_0 — осевая скорость

Черт. 23

Характерные размеры лабиринтных камер и каналов за гребнем



Черт. 24

В ступенчатом уплотнении с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями (тип Б), а также в елочном уплотнении (см. табл. 5) расчетная длина струи

$$l = t + h.$$

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

$$l = 2t - b/2.$$

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

$$l = 2t \text{ при } t > h;$$

$$l = 2h \text{ при } t < h.$$

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

$$l = \pi t/2.$$

При наличии перекрыши гребней ($h - \delta > 0$) расчетная длина струи больше на удвоенную величину перекрыши:

$$l = \pi t/2 + 2(h - \delta).$$

5.2.2. Режим течения в выходном канале (черт. 25, *а*)

5.2.2.1. В протяженном выходном канале полная толщина струи достигает глубины канала до выходного сечения, т. е.

$$0{,}24l + \mu\delta = 0{,}24l + \mu_0\delta_0 \geqslant H.$$

В таком канале имеются две зоны течения. Непосредственно за гребнем благодаря эжектирующему действию вытекающей из зазора струи располагается зона пониженного давления p_1. Далее струя претерпевает внезапное расширение своего сечения с заполнением всего сечения канала и частичным восстановлением давления до давления на выходе из канала $p_{вых}$ за счет происходящего при этом падения скорости.

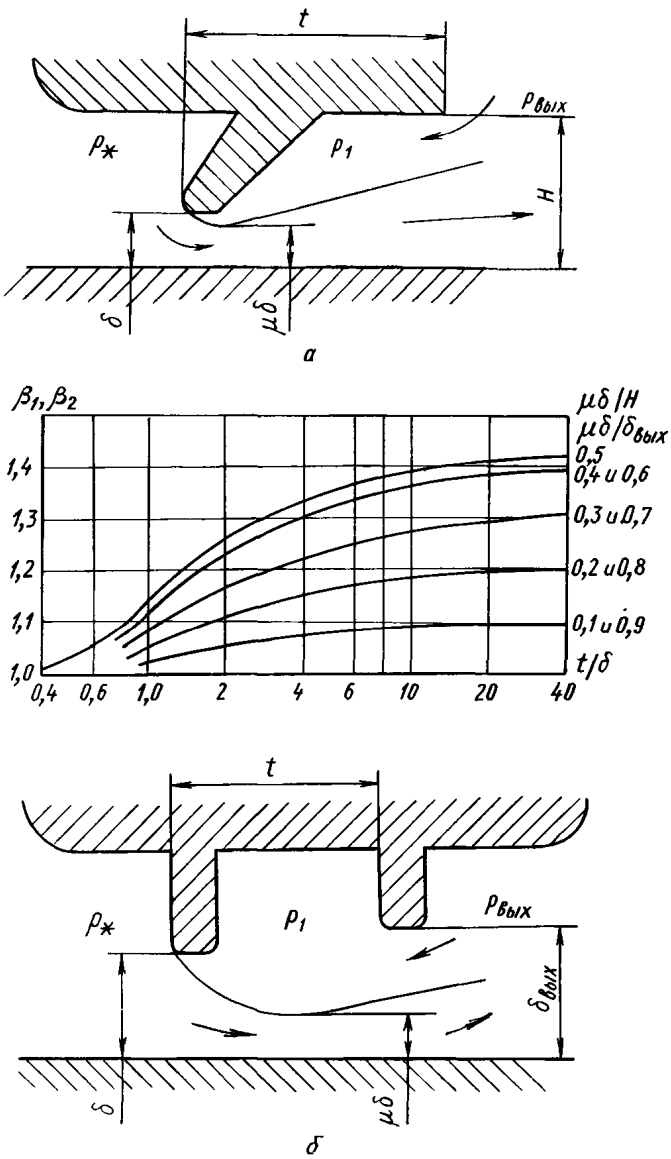
Давление p_1 в зоне разрежения выходного канала, выраженное через $p_{вых}$ и заторможенное давление p_* перед зазором, равно

$$\bar{p}_1 = \frac{p_1 - p_{вых}}{p_* - p_{вых}} = -\left\{\left[2\frac{\mu\delta}{H}\left(1 - \frac{\mu\delta}{H}\right)\right]^{-1} - 1\right\}^{-1} < 0,$$

т. е. ниже, чем на выходе. В связи с этим перепад давлений на гребень $p_* - p_1$ больше, чем перепад $p_* - p_{вых}$ на дроссель (комплекс «гребень + канал»):

$$\frac{p_* - p_1}{p_* - p_{вых}} = [1 - 2\mu\delta/H + 2(\mu\delta/H)^2]^{-1} > 1.$$

Поправка к расходу β_1 через зазор с каналом на выходе (*а*) и β_2 через сдвоенный дроссель (*б*)



Черт. 25

Максимальный перепад на гребень имеет место при $\mu\delta = H/2$ и вдвое превосходит перепад на дроссель, а протечка при этом в $\sqrt{2}$ раз больше, чем без канала.

5.2.2.2. В коротком выходном канале выходящая из зазора струя не заполняет его сечения, т. е.

$$0{,}24l + \mu\delta = 0{,}24l + \mu_0\delta_0 < H.$$

В таком канале течение характеризуется также несколько пониженным давлением, а протечка оказывается больше, чем при отсутствии канала на выходе, в β_1 раз. Значение поправочного коэффициента β_1 в зависимости от относительной длины канала t/δ и коэффициента сужения представлено на черт. 25, а давление можно найти по формуле

$$\bar{p}_1 = (p_1 - p_{вых})/(p_* - p_{вых}) = 1 - \beta_1^2.$$

5.2.3. Режим течения в камере уплотнения

5.2.3.1. Канальный режим течения в камере (черт. 26, *а*) имеет место при большой ее протяженности, когда полная толщина струи становится равной глубине камеры или превосходит ее, что выражается условием

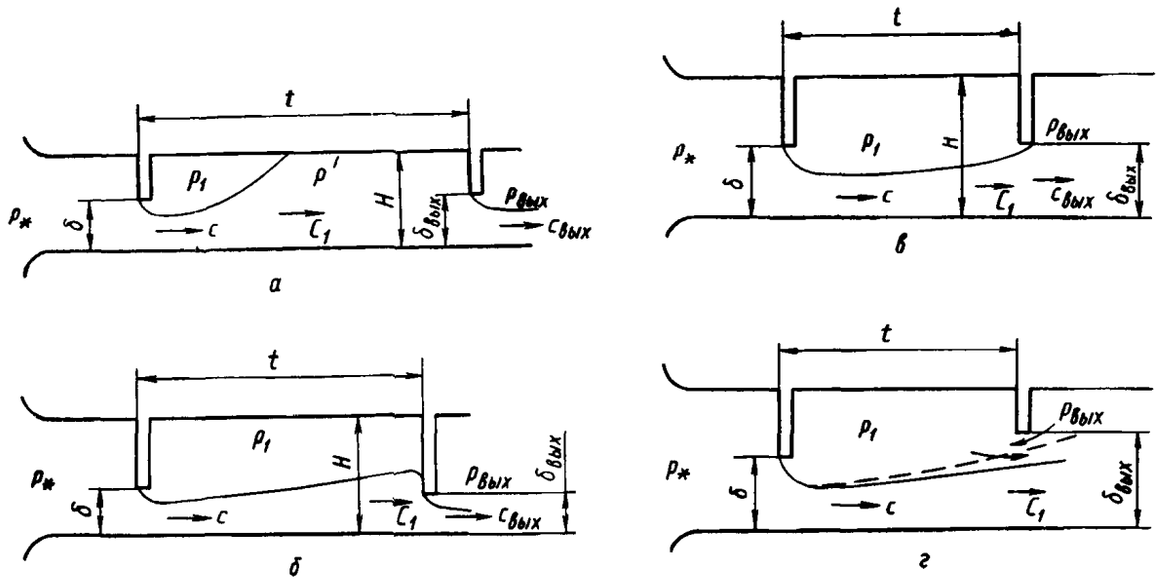
$$0{,}24l + \mu\delta = 0{,}24l + \mu_0\delta_0 \geqslant H.$$

При канальном режиме в камере непосредственно за гребнем располагается зона пониженного давления p_1, а далее — после внезапного расширения струи и заполнения ею всего сечения камеры — зона частично восстановленного давления p':

$$\bar{p}_1 = \frac{p_1 - p_{вых}}{p_* - p_{вых}} = 1 - \left[\left(\frac{\mu\delta}{\mu_{вых}\delta_{вых}}\right)^2 + \left(1 - \frac{\mu\delta}{H}\right)^2\right]^{-1},$$

$$\bar{p}' = \frac{p' - p_{вых}}{p_* - p_{вых}} = \left\{1 + \left[\left(\frac{H}{\mu\delta} - 1\right)^2 + 1\right]\left[\left(\frac{H}{\mu_{вых}\delta_{вых}}\right)^2 - 1\right]^{-1}\right\}^{-1}.$$

Режимы течения в однокамерном прямоточном уплотнении



а — канальный; *б* — струйный; *в* — диффузорный; *г* — срывной

Черт. 26

5.2.3.2. Струйный режим течения в камере (черт. 26, *б*) имеет место, когда вытекающая из зазора струя не заполняет камеру по глубине, что выражается условием

$$0{,}24l + \mu\delta = 0{,}24l + \mu_0\delta_0 < H.$$

При струйном режиме давление на всем протяжении камеры постоянно.

Для однокамерного уплотнения давление в камере равно

$$\bar{p}_1 = \frac{p_1 - p_{вых}}{p_* - p_{вых}} = \{1 + [(\mu\delta/(\mu_{вых}\delta_{вых}))^2 - (c_1/c)^2]^{-1}\}^{-1}.$$

Отношение скоростей струи в конце и начале камеры c_1/c определяется по табл. 7 в зависимости от относительной длины струи $\bar{l} = l/(\mu\delta)$, что позволяет также найти и коэффициент сужения $\mu_{вых}$ для выходного зазора по черт. 21 в зависимости от c_1/c.

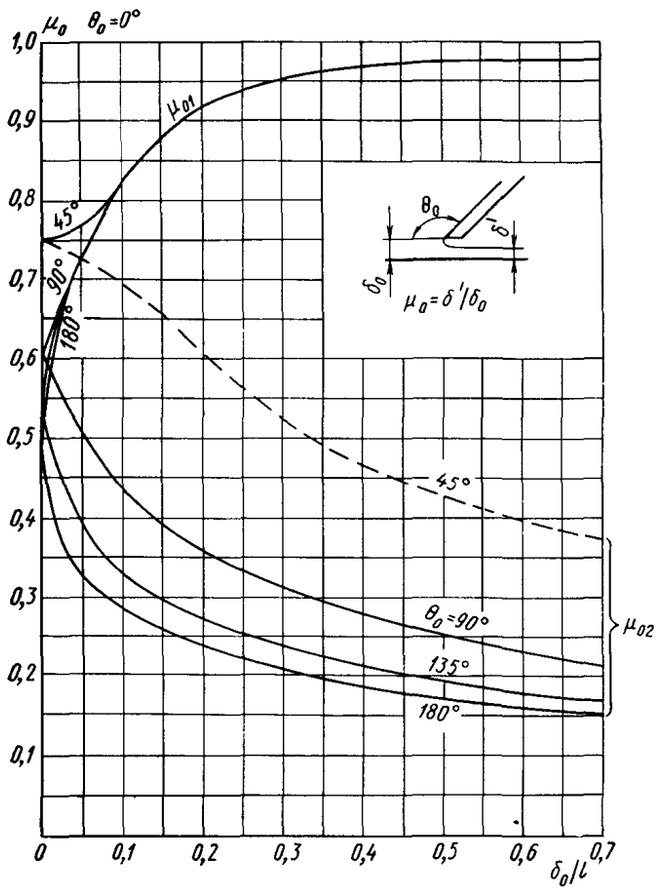
Таблица 7

Гашение скорости по длине струи

$\bar{l}$	0	10	15	20	25	30	40	50	70	100	200	500
c_1/c	1	0,85	0,75	0,69	0,64	0,60	0,53	0,48	0,42	0,36	0,26	0,17

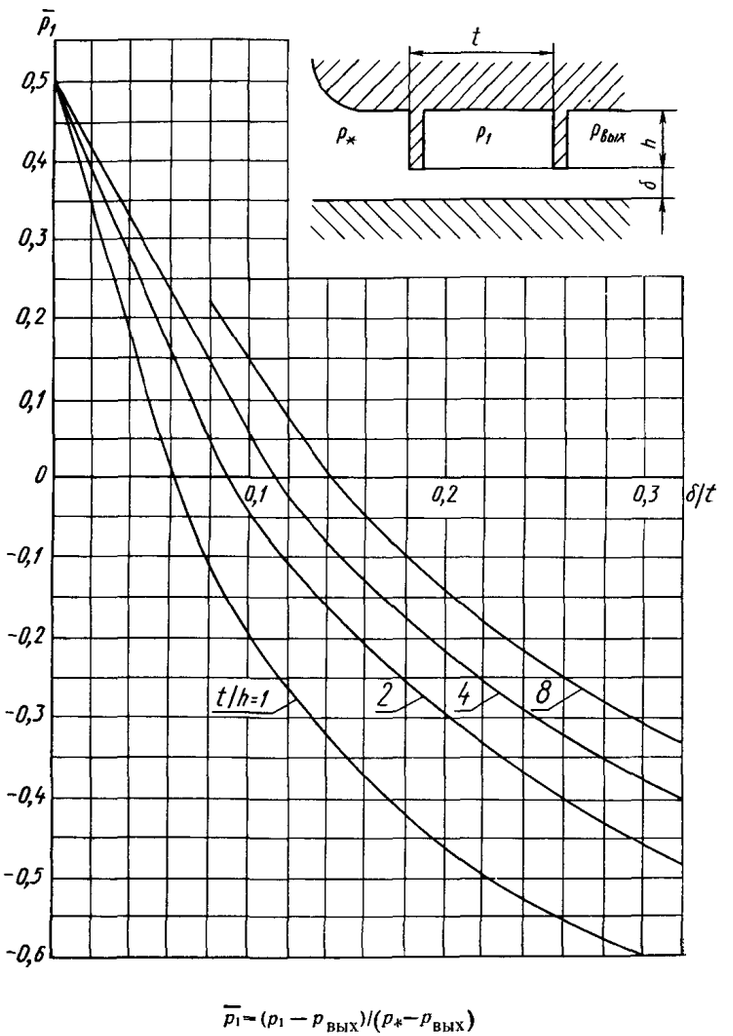
В многокамерном уплотнении с одинаковыми зазорами их коэффициенты сужения μ_0 также принимаются равными и находятся по черт. 27 в зависимости от относительного расчетного зазора δ_0/l.

Коэффициенты сужения прямоточных μ_{01} и ступенчатых μ_{02} уплотнений



Черт. 27

Влияние геометрии на давление в камере



$\bar{p}_1 = (p_1 - p_{вых})/(p_* - p_{вых})$

Черт. 28

5.2.3.3. Диффузорный режим (черт. 26, *в*) является разновидностью струйного режима течения и может иметь место в одной камере или в группе из нескольких первых камер прямоточного уплотнения, в частности в однокамерном уплотнении и в камерах, образованных короткими гребнями ступенчатого уплотнения типа В.

Для установления существования диффузорного режима в камере или в группе камер прямоточного уплотнения толщины полной струи и ее ядра постоянной массы сравниваются с величиной выходного зазора:

$$\mu\delta\frac{c}{c_1}=\mu_0\delta_0\frac{c}{c_1}<\delta_{вых}<0{,}24l+\mu_0\delta_0=0{,}24l+\mu\delta.$$

При $\delta=\delta_{вых}$

$$\mu\frac{c}{c_1}<1<0{,}24l/\delta+\mu.$$

При зазорах, удовлетворяющих этому условию, давление в камере или в группе камер ниже выходного давления и определяется формулой

$$\bar{p}_1=\frac{p_1-p_{вых}}{p_*-p_{вых}}=\left\{1+\left[2\frac{\mu\delta}{\delta_{вых}}\left(\frac{\mu\delta}{\delta_{вых}}-\frac{c_1}{c}\right)\right]^{-1}\right\}^{-1}<0.$$

Зависимость давления между гребнями от геометрии однокамерного уплотнения при острых кромках и равенстве входного и выходного зазоров $\delta=\delta_{вых}$ представлена на черт. 28 для чисто струйного ($\bar{p}_1>0$) и диффузорного ($\bar{p}_1<0$) режимов.

Максимальное разрежение создает на первый гребень вдвое больший перепад давлений, чем на камеру в целом, и имеет место при $\mu\delta(c/c_1)=0{,}5\delta_{вых}$.

Соответственно и протечка через сдвоенный зазор при диффузорном режиме больше, чем при струйном или канальном режиме (максимум в 2 раза), и даже больше, чем через одиночный зазор (максимум в 1,41 раза).

5.2.3.4. Срывной режим течения (см. черт. 26, *г*) также является разновидностью струйного и характерен для однокамерного уплотнения, когда внешняя граница полной струи на выходе из камеры не достигает кромки выходного гребня, что выражается условием

$$0{,}24l+\mu\delta<\delta_{вых}.$$

Эжекционное действие струи снижает давление в камере и увеличивает утечку по сравнению с одиночным дросселем в β_2 раз согласно зависимости на черт. 25.

Относительное давление в камере может быть найдено по формуле

$$\bar{p}_1=\frac{p_1-p_{вых}}{p_*-p_{вых}}=1-\beta_2^2<0.$$

5.3. Расчетные формулы

5.3.1. Расчет протечек через одиночный зазор

5.3.1.1. Для точных расчетов протечки G через одиночный зазор δ используется формула

$$G=\delta'\pi d\sqrt{\frac{2k}{k-1}\frac{p_*}{v_*}}\sqrt{\left(\frac{p}{p_*}\right)^{2/k}-\left(\frac{p}{p_*}\right)^{(k+1)/k}}$$

или

$$G=\delta'\pi dB\sqrt{p_*\bar{v}_*}\sqrt{1-\left(\frac{p/p_*-\varepsilon_{кр}}{1-\varepsilon_{кр}}\right)^2}.$$

Здесь δ' — толщина струи в зазоре (см. черт. 18);

$\delta'=\delta$ — при тупой входной кромке гребня, когда радиус ее скругления

$$r\geqslant r_c=\delta\left(\mu_0^{-1}-1\right)(1-\cos\theta_0)^{-1};$$

$\delta'=\gamma\mu_0\delta_0$ — при меньшем скруглении, когда $r<r_c$;

γ — поправка к коэффициенту сужения на сжимаемость среды, определяемая по графику черт. 29 в зависимости от отношения давлений p/p_* (для несжимаемой жидкости $\gamma=1$, для сжимаемой $1<\gamma<1{,}39$);

μ_0 — коэффициент сужения струи при абсолютно острой кромке гребня, определяемый по данным п. 5.1.2 в зависимости от условий входа (наличие канала на входе, наклон гребня θ_0, направление и величина входной скорости c_0 по отношению к скорости истечения c, определяемой по приближенному значению протечки G при μ_0 для $c_0=0$ и подлежащей уточнению путем последовательных приближений);

$\delta_0=\delta+r(1-\cos\theta_0)$ — расчетная величина зазора;

d — диаметр кольцевой щели;

k — показатель адиабаты;

B — коэффициент;

$\varepsilon_{кр} = (p/p_*)_{кр}$ — критическое отношение давлений:

для несжимаемой среды	$k=\infty$;	$B=1{,}000$;	$\varepsilon_{кр}=0$;
для воздуха	$k=1{,}40$;	$B=0{,}685$;	$\varepsilon_{кр}=0{,}528$;
для перегретого пара	$k=1{,}30$;	$B=0{,}667$;	$\varepsilon_{кр}=0{,}546$;
для насыщенного пара	$k=1{,}13$;	$B=0{,}635$;	$\varepsilon_{кр}=0{,}577$;

$p_* = p_0 + \frac{c_0^2}{2v_0}$;
$v_* = v_0 + \frac{c_0^2}{2kp_0}$
— заторможенные давление и удельный объем среды перед зазором;

p_0 и v_0 — соответствующие статические параметры;

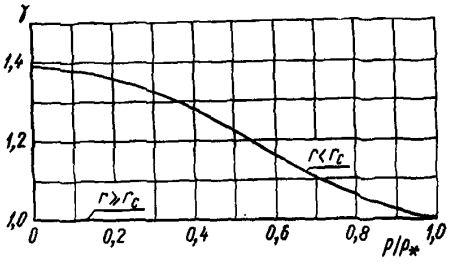
c_0 — скорость среды перед зазором без учета закрутки;

p — расчетное противодавление, определяемое по давлению в зазоре p_1 и по $\varepsilon_{кр}$:

$$p_1 = p_{вых} - (\beta^2\beta_1^2 - 1)(p_* - p_{вых});$$

$p_{вых}$ — давление на выходе струи в полость истечения;

Поправка к коэффициенту сужения на сжимаемость среды



Черт. 29

β — поправка на толщину b кромки гребня, определяемая по графику на черт. 18 (при $b/\delta<0{,}4$ можно принять $\beta\approx1$), при тупой кромке ($r\geqslant r_c$) принимается $\beta=1$;

β_1 — поправка на длину t и глубину H канала за гребнем, определяемая по графику на черт. 25 (при $t/\delta<0{,}5$, а также при $H/\delta>20$ можно принимать $\beta_1\approx1$).

При $\beta_1=\beta=1$ давление в зазоре $p_1=p_{вых}$.

Расчетное давление p принимается равным:

$$p = p_1 \text{ при } p_1/p_* > \varepsilon_{кр},$$
$$p = \varepsilon_{кр}p_* \text{ при } p_1/p_* \leqslant \varepsilon_{кр}.$$

В последнем случае истечение происходит со скоростью звука, и расчетная формула упрощается:

$$G = G_{кр} = \delta'\pi dB\sqrt{p_*/v_*}.$$

Протечка несжимаемой среды рассчитывается по формуле

$$G = \delta'\pi d\sqrt{2(p_* - p)/v} = \delta'\pi d\sqrt{2\rho(p_* - p)},$$

где $\rho=1/v$ — плотность среды.

5.3.1.2. В приближенных расчетах протечки через одиночный зазор при докритических отношениях давлений можно использовать формулу

$$G = \alpha_0\delta_0\beta\pi d\sqrt{\frac{p_0^2 - p_{вых}^2}{p_0v_0\left(1 + \ln\frac{p_0}{p_{вых}}\right)}}.$$

Здесь α_0 — коэффициент расхода:

$$\alpha_0 = \frac{\mu_0}{\sqrt{1 - c_0/c}},$$

где μ_0 — теоретическое значение коэффициента сужения по п. 5.1.2;

c_0 — скорость на входе в зазор;

$c = \frac{Gv_0p_0}{p_{вых}\mu_0\delta_0\pi d}$ — скорость истечения, определяемая последовательными приближениями, первое из которых состоит в пренебрежении входной скоростью ($c_0=0$) при вычислении G, т. е. в приравнивании $\alpha_0=\mu_0$ (см. черт. 19).

При отсутствии входной скорости ($c_0=0$) последовательных приближений не требуется. Коэффициент расхода в этом случае равен коэффициенту сужения ($\alpha_0=\mu_0$, см. черт. 19) и может быть также найден по приближенной эмпирической формуле

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

При затупленных кромках ($r \geqslant r_c$), когда истечение происходит без сужения струи ($\mu_0 = 1$), коэффициент расхода не зависит от направления входной скорости, а определяется только ее величиной

$$\alpha_0 = 1/\sqrt{1 - c_{0c}'c},$$

что графически представлено на черт. 30; в этом случае расчетный зазор принимается равным фактическому ($\delta_0 = \delta$).

Коэффициенты расхода при наличии свободной струи на входе в зазор представлены на черт. 31 в зависимости от наклона гребня θ_0, величины и направления входной скорости.

При наличии канала перед зазором коэффициент расхода определяется по графикам на черт. 32 в зависимости от наклона гребня, расположения и размеров канала или по формуле

$$\alpha_0 = \mu_0 [1 - (\mu_0 \delta_0/H)^2]^{-0,5},$$

где μ_0 находится по данным п. 5.1.2.

Для $\theta_0 = 90°$ пригодна приближенная формула

$$\alpha_0 = [1,5 + 1,414 (1 - \delta_0/H)^{0,5} - 0,5\delta_0 H - (\delta_0/H)^2]^{-0,5}.$$

При наличии заполненного потоком канала и перед зазором и за ним коэффициент расхода определяется по следующей формуле:

$$\alpha_0 = \left[\left(\frac{1}{\mu_0} - \frac{\delta_0}{H_{вх}}\right)^2 + \left(\frac{\delta_0}{H_{вх}}\right)^2 - \left(\frac{\delta_0}{H_{вых}}\right)^2\right]^{-0,5};$$

данные для $H_{вх} = H_{вых} = H$ приведены в табл. 8, на черт. 33 или находятся из формулы

$$\alpha_0 = \left[\frac{1}{\mu_0} - \frac{\delta_0}{H}\right]^{-1}.$$

Значение μ_0 берется по данным п. 5.1.2.3.

Возрастание $\alpha_0 \to \infty$ при $\delta_0/H \to 1$ объясняется падением при этом перепада $p_0 - p \to 0$, поскольку оба давления — статические.

При наличии канала на входе последовательные приближения необходимы для нахождения статического давления в канале p_0 по давлению перед ним. В качестве первого приближения их можно принять одинаковыми.

Коэффициенты расхода при истечении через щель в боковой стенке канала (применительно к открытым межвенцовым осевым зазорам в ступени без учета вращения рабочего колеса) в зависимости от соотношения осерадиальных проекций скоростей на выходе из сопел и из зазора и от относительной приведенной радиальной перекрыши $\bar{\Delta}$ (см. пп. 4.3.3 и 5.1.2.5) представлены на черт. 34. Расчет утечек и подсосов через корневой межвенцовый зазор с учетом закрутки потока и баланса расходов в камере перед диском производится согласно РТМ 108.021.08—86.

5.3.2. Общая формула для расчета протечек через лабиринтное уплотнение

5.3.2.1. При произвольном количестве z произвольных дросселей произвольного поперечного сечения $\pi d_i \delta_i$ с различными коэффициентами расхода α_{0i} расчетная зависимость имеет вид

$$G = \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{p_0 v_0}} \Bigg/ \sqrt{\sum_{i=1}^{z} \frac{1}{\alpha_{0i}^2 f_{0i}^2} + \frac{1}{\alpha_{01}\alpha_{0z} f_{01} f_{0z}} \ln \frac{\alpha_{01} f_{01} p_0}{\alpha_{0z} f_{0z} p}},$$

где $f_{0i} = \pi d_i \delta_{0i} \beta_i$ — приведенное поперечное сечение i-го зазора с учетом радиуса r_i скругления кромок по формуле $\delta_{0i} = \delta_i + r_i (1 - \cos\theta_{0i})$, а также с учетом поправки β_i на толщину кромки b_i по черт. 18; p — давление за уплотнением; $p = p_z$ при $p_z \geqslant p_{кр}$, $p = p_{кр}$ при $p_z < p_{кр}$.

Критическое давление:

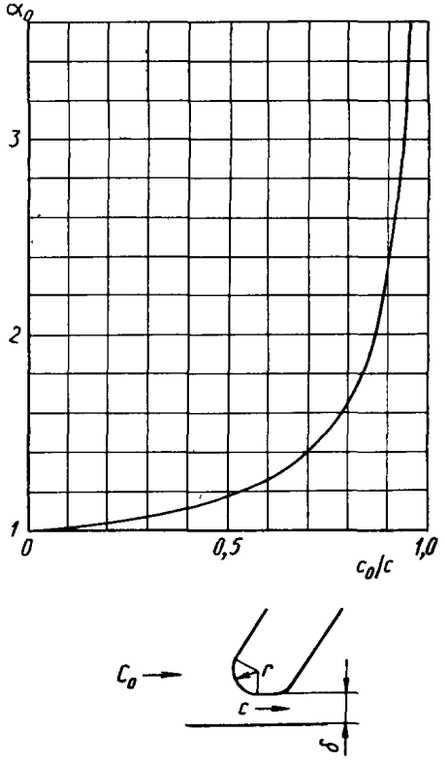
для воздуха $p_{кр} = \dfrac{0,65 p_0}{\sqrt{z + 0,5}}$,

для пара $p_{кр} = \dfrac{0,85 p_0}{\sqrt{z + 1,5}}$.

5.3.2.2. При $1,0 \geqslant \dfrac{p}{p_0} \geqslant 0,9^z$ достаточно верна упрощенная формула

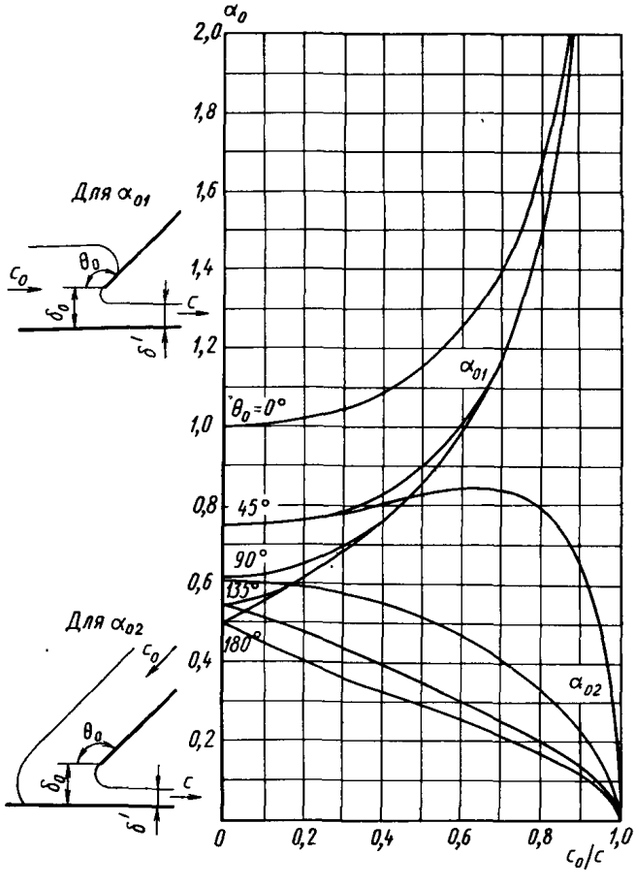
$$G = \sqrt{\frac{p_0^2 - p^2}{p_0 v_0}} \Bigg/ \sqrt{\sum_{i=1}^{z} \frac{1}{\alpha_{0i}^2 f_{0i}^2}}.$$

Коэффициент расхода при скругленных кромках ($r>0{,}6\delta$)



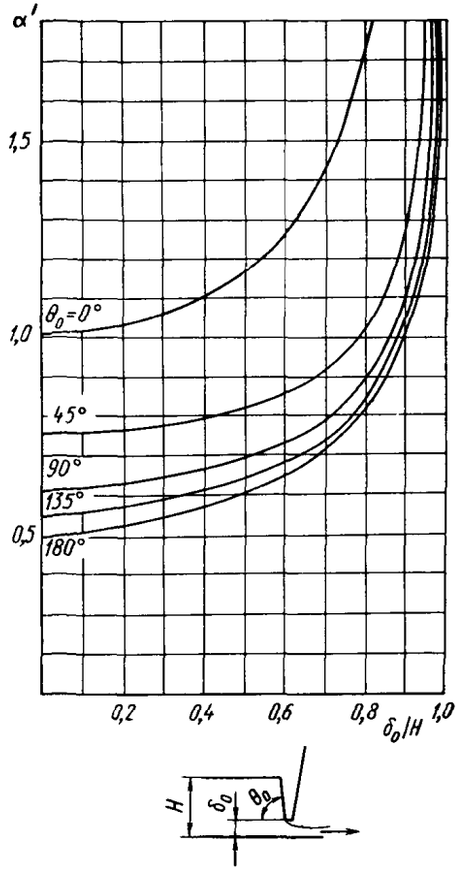
Черт. 30

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



Черт. 31

Коэффициент расхода дросселя при подходе потока полным сечением и при выходе свободной струей



Черт. 32

5.3.3. Расчет протечек через лабиринтное уплотнение с идентичными дросселями

5.3.3.1. Расчетная зависимость типа формулы Стодолы с поправочными коэффициентами, не требующая последовательных приближений, в международной системе единиц (СИ) имеет вид

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

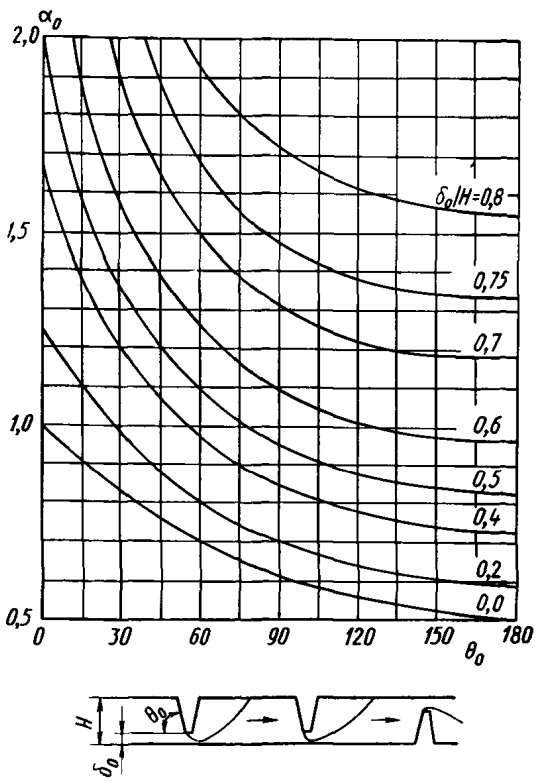
Здесь G — протечка, кг/с; α_0 — коэффициент расхода (см. ниже); β — поправка на толщину кромки (см. п. 5.1.3, черт. 18); δ_0 — расчетный зазор, м (см. п. 5.1.1); ξ — поправка на малое число дросселей; $\xi = 1$ при $z > 8$, при $z \leqslant 8$ — см. ниже; d — диаметр кольцевой щели, м; p_0 — статическое начальное давление, Па; p — давление в последнем зазоре, Па (см. п. 5.3.2.1); v_0 — начальный удельный объем среды, м³/кг; z — число зазоров или дросселей (в уплотнении типа В равно сумме чисел длинных гребней и выступов).

Таблица 8

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

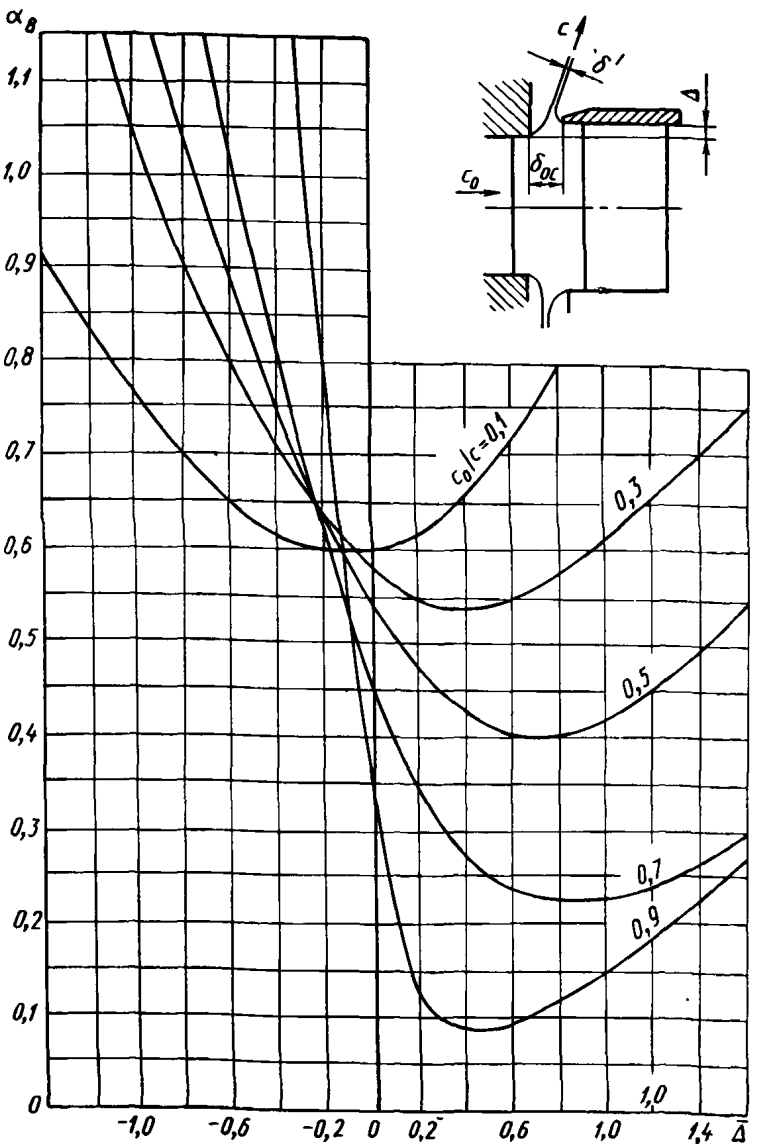
δ_0/H	Угол наклона гребня θ_0				
	0°	45°	90°	135°	180°
0	1,09	0,747	0,611	0,538	0,500
0,1	1,11	0,806	0,652	0,577	0,540
0,2	1,25	0,877	0,702	0,625	0,590
0,3	1,43	0,964	0,765	0,686	0,650
0,4	1,67	1,063	0,847	0,754	0,734
0,5	2,00	1,200	0,949	0,854	0,827
0,6	2,50	1,390	1,099	0,990	0,970
0,7	3,33	1,650	1,323	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	∞	∞	∞	∞	∞

Коэффициент расхода α_0 уплотнений с умеренно скругленными кромками при заполнении потоком всего сечения камеры



Черт. 33

Коэффициент расхода через межвенцовый зазор



$\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{\delta_{oc}} \pm \frac{\delta_{oc}}{d \operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{0{,}05}{\sin \alpha_1}$, где — — периферийное уплотнение; + — корневое уплотнение; c_0 — осевая скорость

Черт. 34

При выражении линейных размеров в миллиметрах, а давлений в килограммах-силы на квадратный сантиметр расчетная зависимость приобретает вид

$$G = 10^{-4}\alpha_0\beta\delta_0\xi\pi d\sqrt{g\frac{p_0^2-p^2}{zp_0v_0}},$$

где $g=9{,}8$ м/с^2. Если при этом протечку необходимо выразить в килограммах в час, то можно воспользоваться формулой

$$G = 3{,}55\alpha_0\beta\delta_0\xi d\sqrt{\frac{p_0^2-p^2}{zp_0v_0}}.$$

При линейном изменении зазоров и диаметров от первого дросселя к последнему, что характерно, например, для радиального или диагонального типа уплотнений, а в осевых уплотнениях может иметь место вследствие переменного расстояния от опор (см. п. 2.1.3), согласно п. 2.1.3 в вышеприведенные формулы следует подставлять соответствующие среднегеометрические величины:

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

При малом числе дросселей ($z\leqslant 8$) поправка ξ учитывает отличие коэффициентов расхода крайних дросселей. Если коэффициент расхода одного из крайних дросселей равен α_0', а у остальных α_0, то поправка ξ определяется по черт. 35 или по формуле

$$\xi = \left[1+\frac{(\alpha_0/\alpha_0')^2-1}{z}\right]^{-0{,}5}.$$

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 равна

$$\xi = \left[1+\frac{(\alpha_0/\alpha_0')^2+(\alpha_0/\alpha_0'')^2-2}{z}\right]^{-0{,}5}.$$

Ниже приводятся данные по коэффициентам расхода последовательно расположенных на равных расстояниях идентичных дросселей с равными зазорами, определяемые исключительно геометрическими размерами и их соотношениями.

5.3.3.2. Коэффициенты расхода при наличии свободной струи в камере перед зазором (см. пп. 5.2.1 и 5.2.3.2), что выражается условием $H>0{,}24l+\mu_0\delta_0$, определяются следующим образом.

При умеренном скруглении кромок гребней ($r<0{,}6$) коэффициент расхода α_0 для уплотнений с радиальными зазорами (типы А, Б, В, Г) определяется в зависимости от их геометрических параметров (θ_0, δ_0/l) по табл. 9, графикам на черт. 36 или по приближенным эмпирическим формулам:

для прямоточного уплотнения

$$\alpha_0 \approx \left(1+\sin\frac{\theta_0}{2}\right)^{-1}+5\frac{\delta_0}{l};$$

для ступенчатых уплотнений

$$\alpha_0 \approx \left[1+\sin\frac{\theta_0}{2}+3\sqrt{\frac{\delta_0}{l}}\left(\sin\frac{\theta_0}{2}\right)^3\right]^{-1}.$$

Таблица 9

Величина коэффициента расхода α_0 при наличии в камере свободной струи

δ_0/l	Тип уплотнений			
	Прямоточное	Ступенчатое		
	$\theta_0=80\div180°$	$\theta_0=90°$	$\theta_0=135°$	$\theta_0=180°$
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

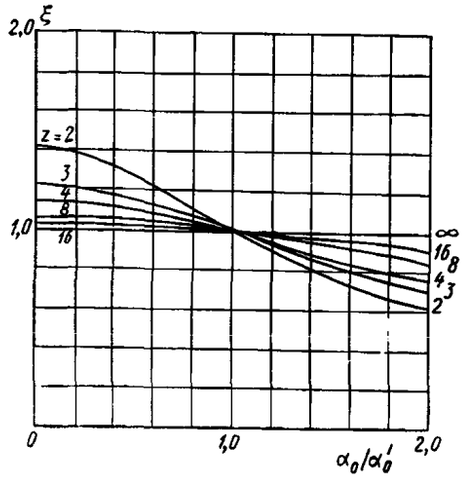
Определение коэффициента расхода уплотнений ЦКТИ в зависимости от величины просвета (перекрыши) производится по экспериментальному графику (черт. 37). Минимальное значение коэффициента расхода $\alpha_0=0{,}22$ имеет место при отношении просвета к шагу $(\delta-h)/t=0{,}2$ при $h/c=1{,}0$ (при этом $\delta/h=1{,}1$). Для уплотнений ТМЗ (черт. 3) коэффициент расхода принимается $\alpha=0{,}3$ при расчетном зазоре $\delta=(c_1+c_2)/2$.

При большом скруглении кромок ($r\geqslant 0{,}6\delta$), когда расчетный зазор принимается равным фактическому ($\delta_0=\delta$), а поправка на толщину кромки гребня не вводится ($\beta=1$), коэффициент расхода для всех типов уплотнений определяется в зависимости от геометрических параметров по графику на черт. 38 или по эмпирической формуле

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

5.3.3.3. Коэффициенты расхода при заполнении потоком всего сечения лабиринтной камеры (см. пп. 5.2.1 и 5.2.3.1), что выражается условием $H\leqslant 0{,}24l+\mu_0\delta_0$, определяются следующим образом.

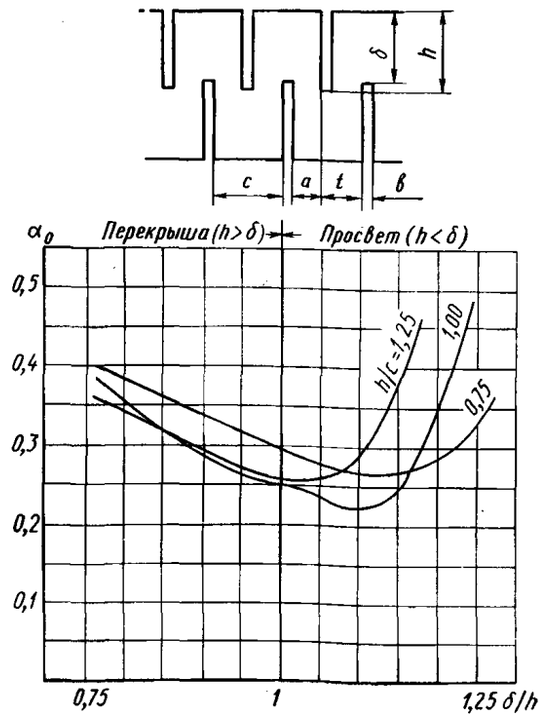
Поправка ξ к коэффициенту расхода α_0 на конечное число дросселей



α'_0 — коэффициент расхода крайнего дросселя

Черт. 35

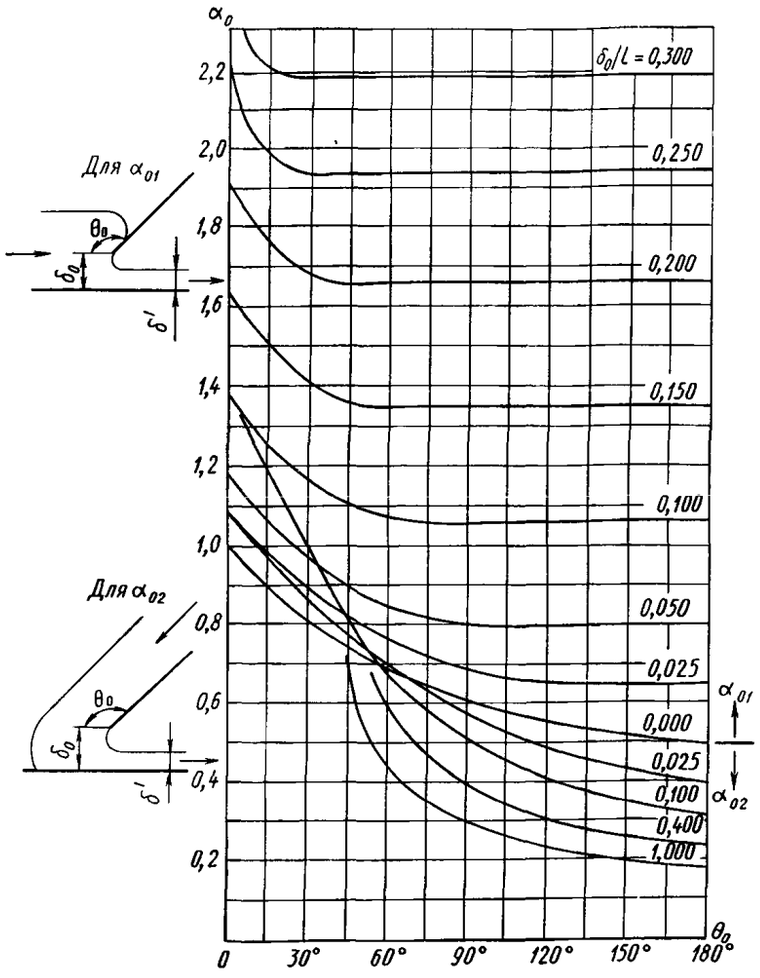
Коэффициент расхода α_0 уплотнений с осевыми уплотняющими зазорами a в зависимости от перекрыши $h - \delta$



Примечания:
1. $b = 0{,}05t \div 0{,}12t$; $t = 2{,}5 \div 6{,}5$ мм.
2. При осевых смещениях α_0 уменьшается.
3. Расчетный зазор $\delta_0 = a + b = t$.
4. Эксперимент проведен на статистической модели.

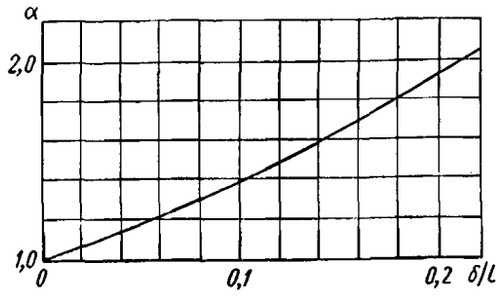
Черт. 37

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



Черт. 36

Коэффициент расхода уплотнений с большим скруглением кромок при наличии свободной струи в камере в зависимости от относительного зазора



Черт. 38

При умеренном скруглении кромок гребней ($r<0{,}6\delta$) в прямоточных и ступенчатых уплотнениях с камерами, вытянутыми в направлении течения, коэффициент расхода определяется в зависимости от геометрических параметров (θ_0, δ_0/H) по табл. 8, графикам на черт. 33 или по эмпирической формуле

$$\alpha_0 \approx \left(1-\frac{\delta_0}{H}+\sqrt{1-\frac{\delta_0}{H}}\sin\frac{\theta_0}{2}\right)^{-1}.$$

В уплотнении типа Д заполнение потоком всего сечения камер происходит лишь при наличии перекрыши ($h-\delta>0$). В диапазоне перекрыш $1<(h-\delta)/t<4$ и при $b<0{,}4t$ справедлива формула

$$\alpha_0=\left[2{,}41-\left(1-\frac{b}{t}\right)^{-1}\right]^{-1}.$$

При бо́льших перекрышах и при $b>0{,}4t$ необходимо учитывать коэффициент трения о стенки:

$$\alpha_0=\left\{\frac{1}{1-b/t}\sqrt{\left(\frac{1-b/t}{0{,}414}-1\right)^2+\frac{\lambda}{2}\frac{(h-\delta)/t}{1-b/t}}\right\}^{-1};$$

причем гидравлический диаметр $D_г=2H=2(t-b)$, а коэффициент λ находится по данным И. Е. Идельчика (Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М., Госэнергоиздат, 1960). Для наиболее употребительных случаев можно принять $\lambda=0{,}2$.

При большом скруглении кромок ($r\geqslant 0{,}6\delta$), когда $\delta_0=\delta$, а $\beta=1$, коэффициент расхода всех типов уплотнений определяется по формуле

$$\alpha_0=\alpha=\left(1-\frac{\delta}{H}\right)^{-1}.$$

5.3.3.4. Коэффициент расхода при полном гашении скорости в камерах, что практически имеет место при $\delta/l<0{,}01$ или $\delta/H<0{,}04$, определяется следующим образом.

При умеренно скругленных кромках гребней ($r<0{,}6\delta$) во всех типах уплотнений с радиальным зазором (А, Б, В, Г) коэффициент расхода равен коэффициенту сужения струи при истечении без начальной скорости ($\alpha_0=\mu_0$, см. черт. 19), зависит от угла наклона гребня θ_0 и может быть найден также по эмпирической приближенной формуле

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

При большом скруглении кромок ($r\geqslant 0{,}6\delta$) коэффициент расхода $\alpha_0=\alpha=1$, расчетный зазор равен фактическому ($\delta_0=\delta$), поправка на толщину кромки не вводится ($\beta=1$) и расчетная формула полностью совпадает с формулой Стодолы, справедливой для ряда последовательно расположенных сопел.

5.4. Расчет щелевых уплотнений

5.4.1. Щелевые уплотнения (черт. 39) рассчитываются методом последовательных приближений по формуле

$$G=\alpha\delta\pi d\sqrt{\frac{p_0^2-p_2^2}{zp_0v_0}},$$

где основные обозначения ясны из чертежа, z — количество щелей, а коэффициент расхода α учитывает гидравлическое сопротивление трения среды в щелях и определяется из выражения

$$\alpha=(0{,}5\lambda s_1/\delta+a_1+\zeta b_1)^{-0{,}5}.$$

5.4.2. Коэффициент трения λ находится по табл. 10 в зависимости от числа Рейнольдса

$$\mathrm{Re}=w_0 2\delta/\nu,$$

где w_0 — скорость среды в щели для первого приближения:

$$w_0=\sqrt{v_0\frac{p_0^2-p_z^2}{zp_0}};$$

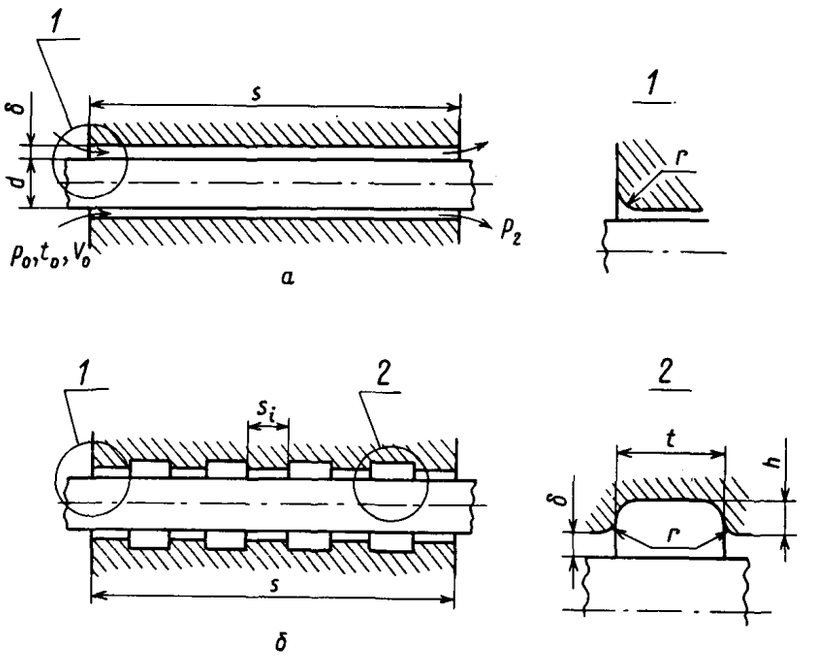
z — количество щелей;

ν — кинематическая вязкость.

Для воздуха $\nu=(13{,}2+0{,}1t_0)10^{-6}$; для пара $\nu=v_0\eta$, где удельный объем v_0 и динамическая вязкость η перед уплотнением находятся из таблиц.

5.4.3. Для щели с канавками длиной t и с количеством щелевых участков z выполняется соотношение $s_1=s/z-t$. Коэффициент смягчения входа ζ определяется по соотношению между радиальным зазором δ и радиусом скругления входной кромки щели r из табл. 11. Величины a_1 и b_1 зависят от геометрии канавок, определяющей приведенную длину струи l перед входом в щель ($l=2t+h$ при $t>h$ или $l=t$ при $t\leqslant h$), и находятся по отношению l/δ из табл. 12.

Варианты щелевого уплотнения



а — гладкая щель; *б* — щель с канавками

Черт. 39

Таблица 10

Коэффициенты сопротивления трения λ в зависимости от числа Рейнольдса Re

Re	λ	Re	λ	Re	λ	Re	λ
100	0,640	$1,5\times10^3$	0,043	2×10^4	0,026	10^6	0,012
200	0,320	$1,6\times10^3$	0,040	3×10^4	0,024	$1,5\times10^6$	0,011
300	0,213	$1,7\times10^3$	0,038	4×10^4	0,022	2×10^6	0,011
400	0,160	$1,8\times10^3$	0,036	5×10^4	0,021	3×10^6	0,010
500	0,128	$1,9\times10^3$	0,034	6×10^4	0,020	4×10^6	0,010
600	0,107	2×10^3	0,032	8×10^4	0,019	5×10^6	0,009
700	0,092	$2,5\times10^3$	0,034	10^5	0,018	8×10^6	0,009
800	0,080	3×10^3	0,040	$1,5\times10^5$	0,017	10^7	0,008
900	0,071	4×10^3	0,040	2×10^5	0,016	$1,5\times10^7$	0,008
1×10^3	0,064	5×10^3	0,038	3×10^5	0,015	2×10^7	0,008
$1,1\times10^3$	0,058	6×10^3	0,036	4×10^5	0,014	3×10^7	0,007
$1,2\times10^3$	0,053	8×10^3	0,033	5×10^5	0,013	6×10^7	0,007
$1,3\times10^3$	0,049	10^4	0,032	6×10^5	0,013	8×10^7	0,006
$1,4\times10^3$	0,046	$1,5\times10^4$	0,028	8×10^5	0,012	10^8	0,006

Таблица 11

Коэффициент смягчения входа ζ в зависимости от отношения $r/2\delta$

$r/2\delta$	0	0,01	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,12	0,16	⩾ 0,20
ζ	0,5	0,43	0,36	0,31	0,26	0,22	0,20	0,15	0,09	0,06	0,03

Таблица 12

Коэффициенты a_1 и b_1, зависящие от относительной длины ячейки лабиринта l/δ

l/δ	a_1	b_1	l/δ	a_1	b_1	l/δ	a_1	b_1
0	0	0	30	0,65	0,40	70	0,84	0,58
5	0,15	0,08	40	0,73	0,47	80	0,87	0,59
10	0,28	0,16	50	0,78	0,52	90	0,87	0,61
20	0,53	0,31	60	0,82	0,55	100	0,87	0,63

5.4.4. Для гладкой щели длиной s принимается $s_i=s$; $z=1$; $a_1=b_1=0$; $\alpha=(1+\zeta+0{,}5\lambda s/\delta)^{-0{,}5}$.

5.4.5. После вычисления α и расхода среды G определяется значение скорости среды для второго приближения по формуле $w_0=v_0G/\pi d\delta$, что служит для уточнения Re и λ согласно п. 5.4.2.

Расчет повторяется до получения разности между последовательными приближениями расхода менее заданной погрешности. Программа расчета на ЭВМ протечек через щелевые уплотнения дана в приложении 3.

5.5. Расчетное сравнение различных уплотнений

5.5.1. Об эффективности того или иного конструктивного решения можно судить по величине коэффициента при радикале с начальными и конечными параметрами в формуле для расчета протечки.

5.5.2. Сравнительная эффективность одиночных дросселей с равными зазорами δ и диаметрами d кольцевых щелей характеризуется величиной $\alpha_0\beta$ для остроугольной или $\alpha\beta$ для скругленной кромки.

Значения этих величин для некоторых случаев истечения без входной скорости представлены на черт. 40.

5.5.3. Сравнительная эффективность однокамерных уплотнений устанавливается с привлечением материалов по режимам течения (п. 5.2.3), поскольку представление их в виде двух независимых дросселей верно лишь при больших расстояниях между ними. Однокамерное уплотнение удобнее представить как один сдвоенный дроссель и характеризовать той же величиной коэффициента расхода α_0 или α в зависимости от относительного шага t/δ. Сравнительная эффективность некоторых типов одиночных и сдвоенных дросселей представлена на черт. 41.

При остроугольных кромках протечка через сдвоенный прямоточный дроссель может оказаться существенно больше, чем через одиночный (максимум на 30% при $t/\delta\approx2\div4$). За счет увеличения шага гребней протечка через однокамерное прямоточное уплотнение может быть уменьшена в два раза.

5.5.4. Сравнение различных типов многокамерных уплотнений производится путем сопоставления величин удельной протечки $\overline{G}$, представляющей собою протечку через уплотнение (данного типа) единичной длины при данном зазоре и при единичном значении длины окружности уплотнения и радикала, содержащего параметры рабочего тела. Выражение для определения удельной протечки имеет вид

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

Размерность G — единица длины в степени полтора. Уплотнение с большей удельной протечкой является менее компактным, т. е. менее эффективным. С помощью $\overline{G}$ можно сравнивать уплотнения как при одинаковых, так и при различных зазорах. (В уплотнении типа Д расчетный зазор — осевой и равен шагу гребней: $\delta_0=t$.) Диаграммы на черт. 1 и в табл. 3, устанавливающие предпочтительные области применения различных типов уплотнений, получены с помощью вычисления и сравнения удельных протечек G.

5.5.5. Сравнение пропускной способности конкретных конструкций с различным количеством дросселей производится с помощью комплексов п. 5.3.2, причем сдвоенные зазоры полезно принимать за один дроссель и пользоваться данными п. 5.5.3.

На черт. 42 в качестве примера сравниваются расходные характеристики встречающихся на практике и перспективных вариантов надбандажных уплотнений (при конкретных геометрических размерах). Сравнение производится по относительной пропускной способности $\delta_э$ эквивалентного одиночного зазора (поз. *4*), но с закругленной входной кромкой ($r\geqslant0{,}6\delta$ — см. черт. 40, поз. *2*). Размерность $\delta_э$ — единица длины. Вычисление производится по формулам:

$\delta_э=\alpha_0\beta\delta_0/\sqrt{z}$ — для уплотнений с радиальными зазорами (см. черт. 42, поз. *1*, *2*, *3*, *4*, *5*, *8*);

$\delta_э=\alpha_0 t/\sqrt{z}$ — для уплотнений с осевыми зазорами (см. черт. 42, поз. *6*, *7*).

Абсолютная величина протечки (в кг/с) для конкретных конструкций определяется по формуле

$$G=\delta_э\pi d\sqrt{\frac{p_0^2-p^2}{v_0v_0}},$$

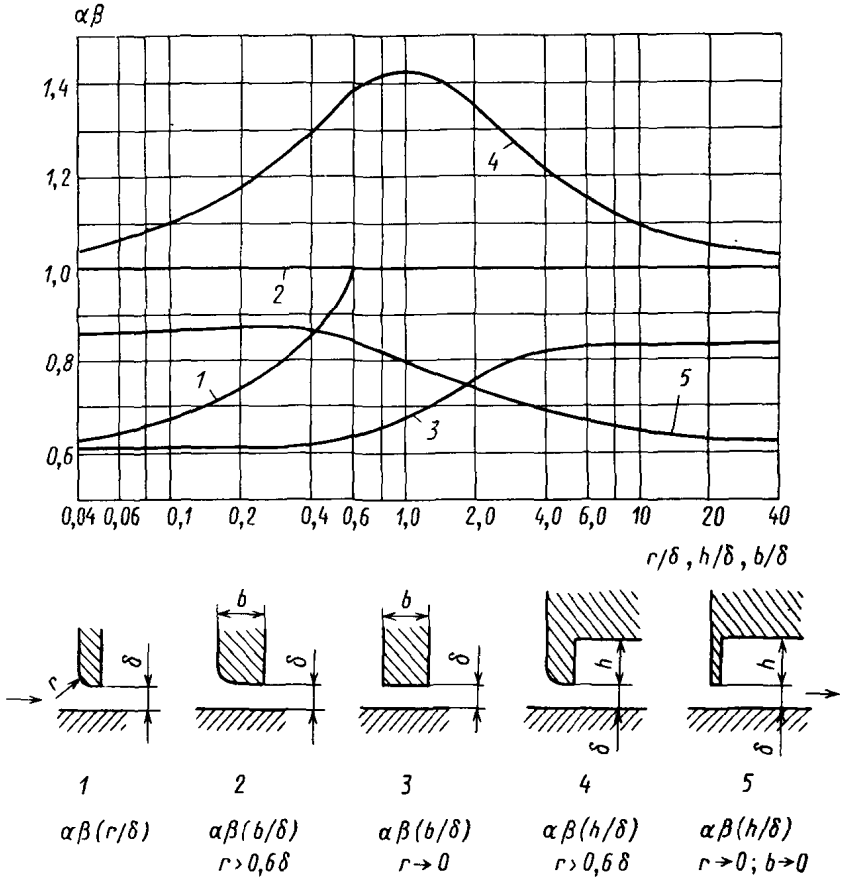
где $\delta_э$ берется по графикам на черт. 42. Влияние на утечку осевого зазора по кромке бандажа учитывается согласно п. 5.3.2.2.

5.6. Неучтенные факторы

5.6.1. Эксцентриситет осей ротора и статора в ступенчатых уплотнениях при наличии свободной струи в камерах уменьшает протечку, а в остальных случаях — увеличивает. Для расчета следует разделить окружность уплотнения на части с различными средними зазорами, рассчитать протечку по каждой дуге и результаты сложить. Аналогично ведется расчет при наличии эллипсности.

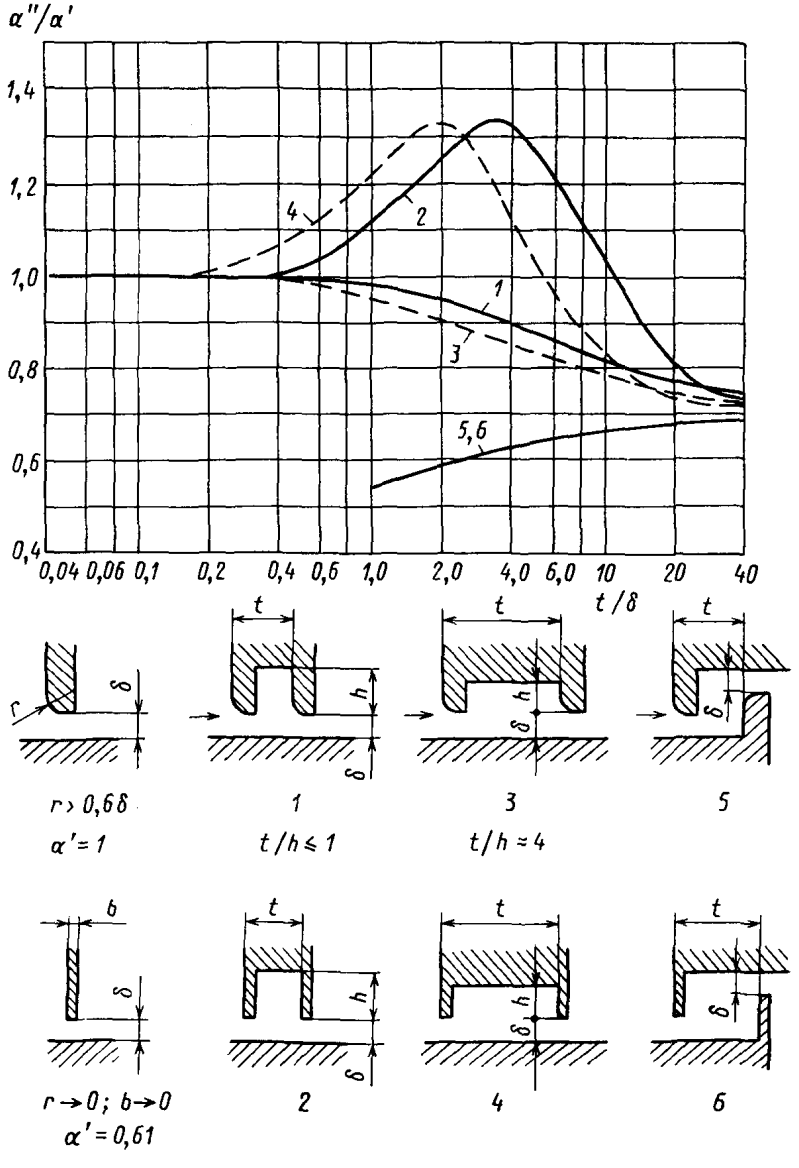
5.6.2. Прочие факторы: эксплуатационный износ и скругление кромок гребней, вращение ротора и закрутка потока, протечки через стыки, разъемы и посадочные места деталей статора — могут

Обобщенный коэффициент расхода $\alpha\beta$ для одиночных дросселей различной геометрии



Черт. 40

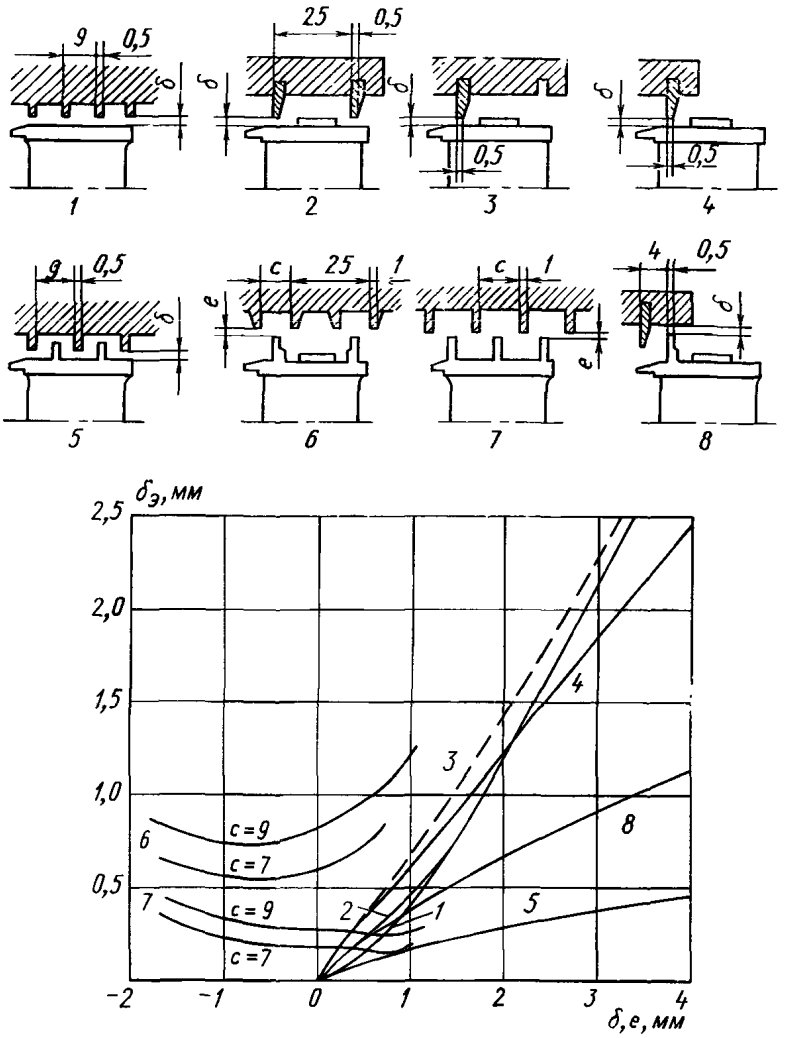
Отношение коэффициентов расхода сдвоенных α'' и одиночных α' дросселей



Черт. 41

оказывать существенное влияние. До получения обоснованных рекомендаций указанные факторы (особенно для проектирования камер между обоймами и определения сечений трубопроводов системы уплотнений, *а также производительности эжекторов*), *исходя из опыта эксплуатации мощных паровых* турбин, могут быть учтены путем завышения расчетного зазора на 20—40% для ступенчатых уплотнений и на 50—100% для прямоточных.

Расходные характеристики некоторых модификаций надбандажных уплотнений



$\delta_э$ — эквивалентный зазор уплотнения с одиночным гребнем и скругленной кромкой, мм

Черт. 42

6. СХЕМЫ КОНЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

6.1. Принципы проектирования

6.1.1. Структура

Концевое уплотнение цилиндра состоит из нескольких (минимум — трех, см. черт. 8) лабиринтных отсеков, разделенных камерами, через которые подводится уплотняющий пар или отводится уплотняемая среда. В каждом отсеке в зависимости от перепада давлений заключается от нескольких штук до нескольких десятков уплотнительных гребней (дросселей).

6.1.2. Требования надежности

Схему концевых уплотнений можно считать надежной, если в ней при любом эксплуатационном режиме работы турбины, включая сброс нагрузки, не имеет места ни одно из следующих негативных явлений:

пропаривание в машзал;

присосы в вакуумную систему воздуха, масла и масляных паров;

резкие теплосмены в лабиринтных отсеках;

попадание в лабиринты воды и переувлажненного пара.

6.1.3. Основные принципы проектирования схем

Для выполнения требований надежности при проектировании схем уплотнений необходимо соблюдение следующих условий:

поддержание атмосферного давления во внешних камерах уплотнений с минимальным отклонением в сторону разрежения (в пределах от 0 до 3000 Па) за счет соединения этих камер с атмосферой или с коллектором регулируемого разрежения при наличии на соединительных линиях от каждого уплотнения к коллектору вентилей индивидуальной регулировки;

поддержание атмосферного давления во вторых (соседних с внешними) камерах уплотнений с минимальным отклонением в сторону избыточного давления (в пределах от 0 до 3000 Па) за счет соединения этих камер с коллектором регулируемого избыточного давления при наличии на соединительных линиях к каждому уплотнению вентилей индивидуальной регулировки;

сохранение постоянного направления течения среды в отсеках за счет того, что давление в камерах последних отсосов не поднималось бы выше, чем в камерах предшествующих отсосов и не превышало бы атмосферного более чем на 3000 Па, для чего при расчете проходных сечений и потерь давления в паропровдах должно учитываться эксплуатационное увеличение зазоров и увеличение расхода, как минимум, в два раза (см. п. 5.6.2);

при несоблюдении условия постоянства направления течения в отсеках должно быть обеспечено соответствие температур уплотняющего пара и металла уплотнений;

трассировка трубопроводов системы уплотнений с уклоном в сторону от турбины к коллекторам и теплообменникам, наличие постоянного дренирования камер, коллекторов и вероятных мест скопления влаги, наличие шайбированных байпасов запорной арматуры и регуляторов, допускающих полное закрытие.

6.1.4. Пути автоматизации схем уплотнений

При наличии вентилей индивидуальной регулировки на каждой линии подачи пара и отсоса для автоматизации схем уплотнений необходимо снабдить их электрифицированными приводами с дистанционным управлением с блочного щита или от ЭВМ, куда поступает информация о работе уплотнений (см. п. 6.7) от первичных преобразователей. При отсутствии вентилей индивидуальной регулировки и использовании лишь регуляторов давлений в коллекторах для надежной работы уплотнений необходимо обеспечить достаточно малые потери в трубопроводах (менее 1000 Па) и достаточно малые различия этих потерь между соответствующими камерами различных уплотнений с учетом возможной величины и неодинаковой степени их износа (менее 300 Па). Так, для безвентильной схемы подачи пара на уплотнения НД турбины К-300-240 необходимо увеличить диаметры общего и раздающих трубопроводов со 175 мм и 2×70 мм соответственно до 380 мм и 2×150 мм.

6.2. Промежуточные отсосы пара из уплотнений

6.2.1. В цилиндрах избыточного давления потери от утечек через концевые уплотнения уменьшаются, если предусмотреть промежуточные отсосы пара в точки тепловой схемы с соответствующими давлениями (черт. 43—46). Количество отсосов ограничивается конструктивными соображениями.

6.2.2. Если температура пара в отсосе выше, чем в точке проточной части соответствующего давления, то термодинамически целесообразно направить его в турбину, а если ниже — в отбор на регенерацию (см. черт. 43—45).

6.2.3. Распределение количества гребней в отсеках между отсосами производится по следующей формуле:

$$z_m = \frac{z h_m^{2/3} \left(p_m^2 - p_{m+1}^2\right)^{1/3}}{\sum\limits_{m=1}^{n} h_m^{2/3} \left(p_m^2 - p_{m+1}^2\right)^{1/3}}.$$

Здесь z_m — оптимальное количество гребней в отсеке;

m — номер отсека по ходу пара;

n — количество отсеков от начала до конца расширения пара;

$z = \sum\limits_{m=1}^{n} z_m$ — общее количество гребней в n отсеках от начала до конца процесса расширения;

p_m — давление перед m-м отсеком;

p_{m+1} — давление за m-м отсеком;

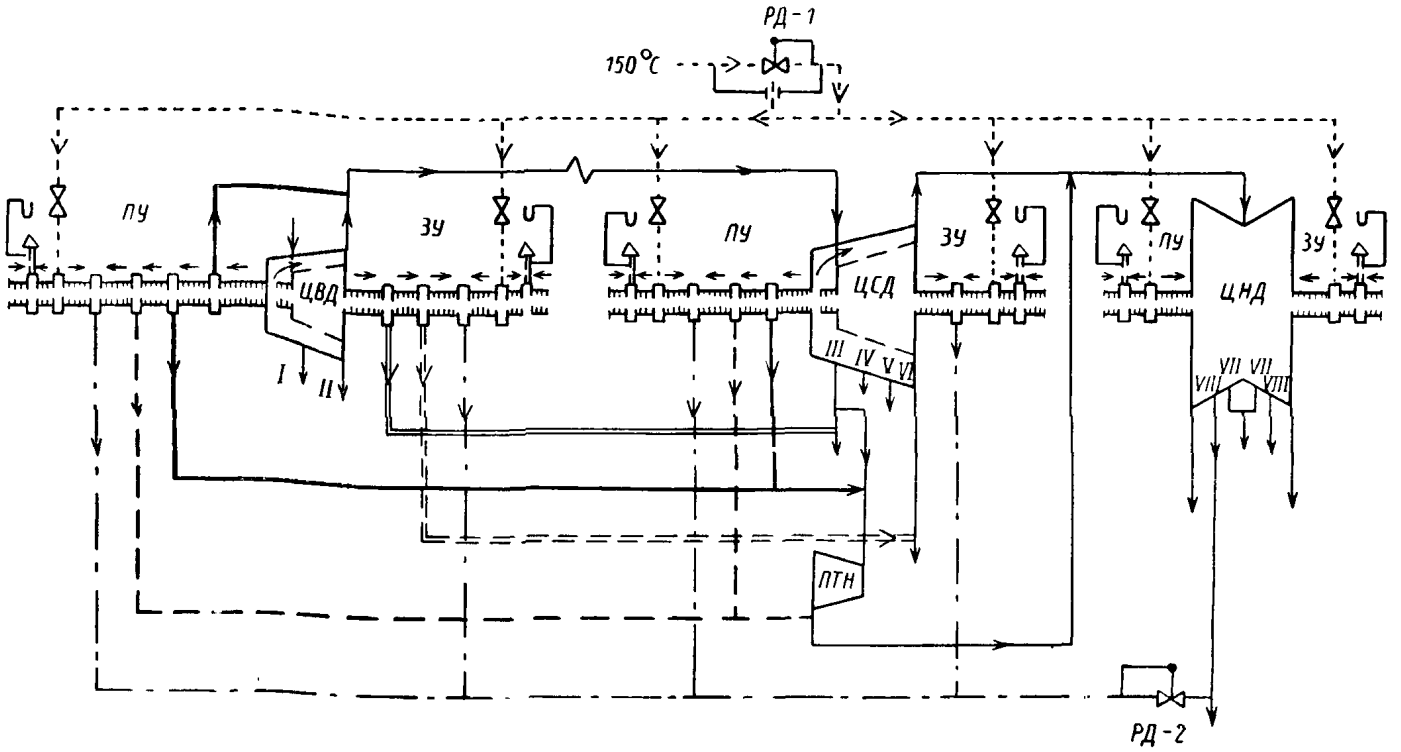
h — перепад теплосодержаний по адиабате между m-й и $(m+1)$-й изобарами.

Если $p_{n+1} < p_{кр} = \frac{0{,}85 p_1}{\sqrt{z+1{,}5}}$, то расчет ведется по формуле

$$z_m = \frac{z h_m^{2/3} p_m^{2/3}}{\sum\limits_{m=1}^{n} h_m^{2/3} p_m^{2/3}}.$$

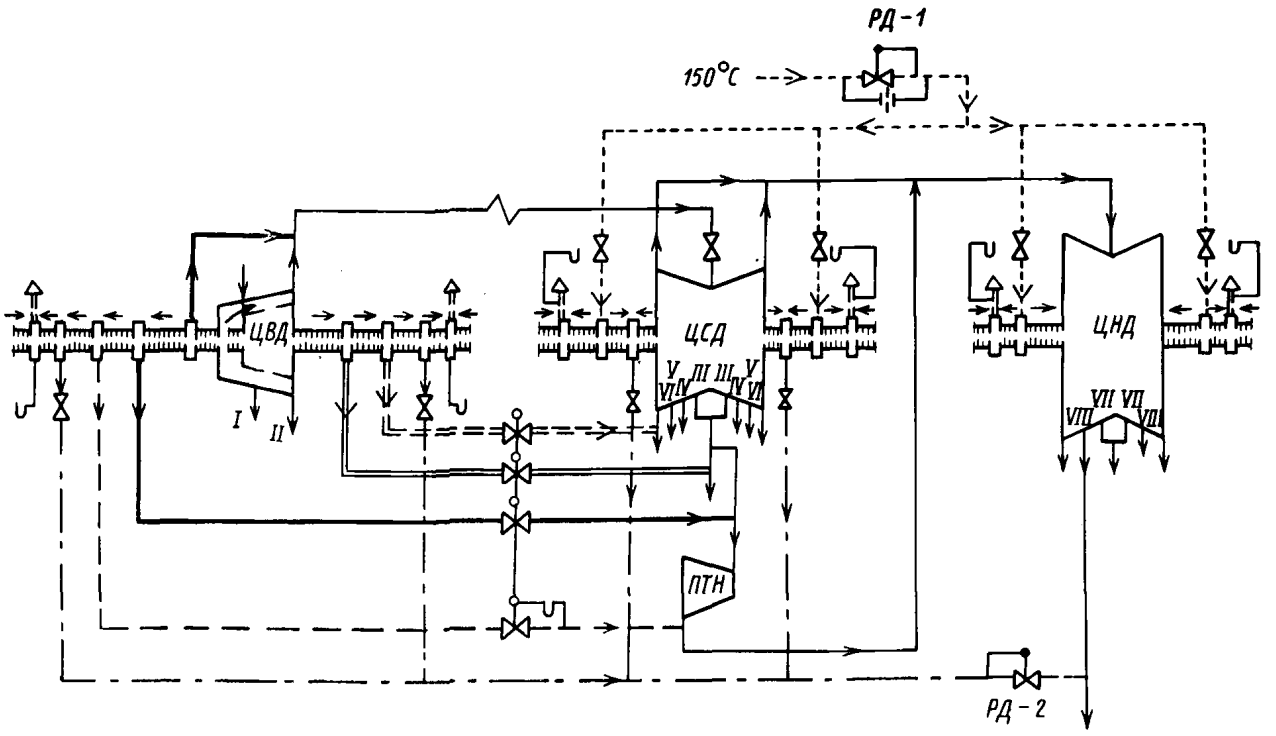
6.2.4. Последний отсос пара в конденсационных турбинах направляется в вакуумный регенеративный отбор (см. черт. 43—46) или в специальный вакуумный пароохладитель, а в турбинах с противодавлением — в деаэратор атмосферного типа.

Схема концевых уплотнений с вакуумными отсосами в цилиндрах избыточного давления



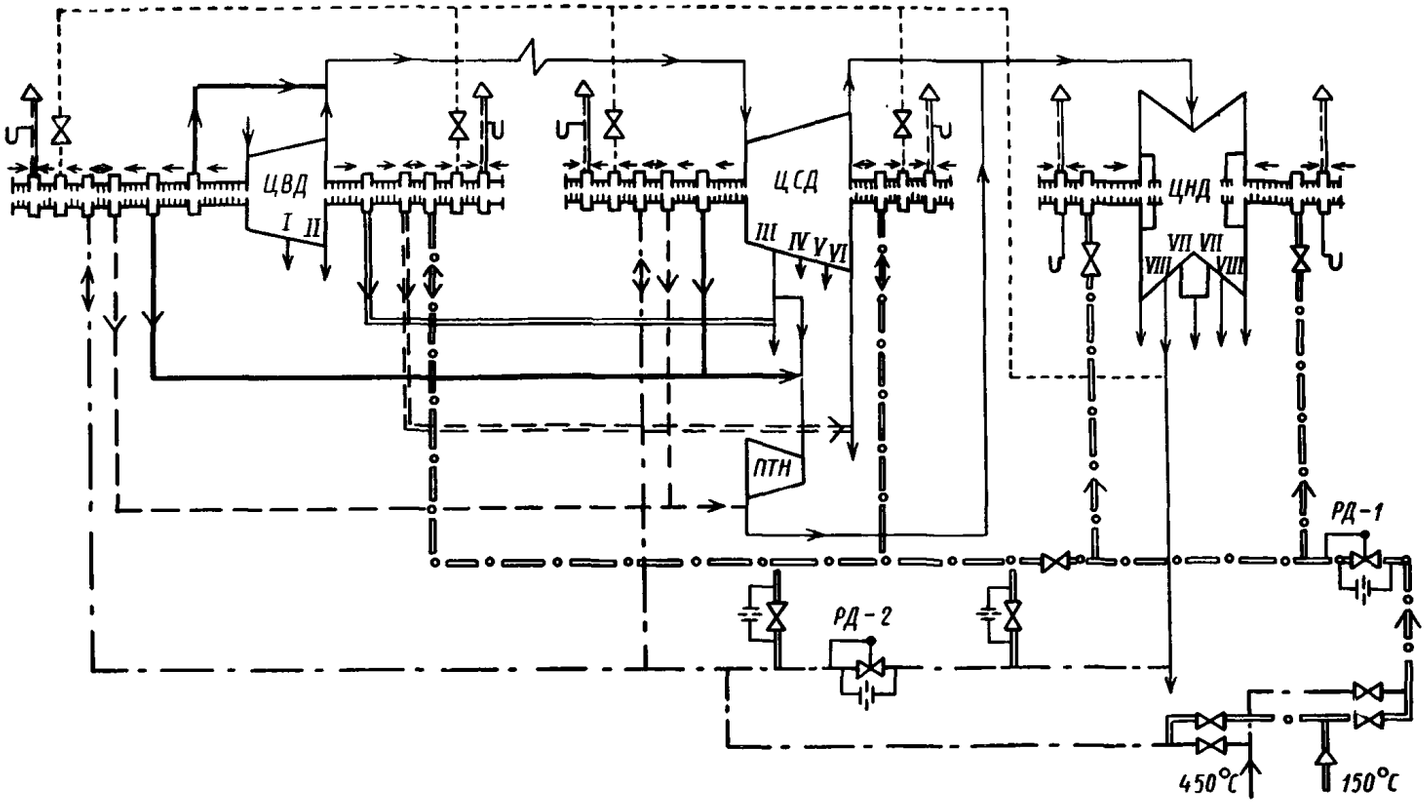
Черт. 43

Схема концевых уплотнений конденсационной турбины с промперегревом и двухпоточными ЦСД при самоуплотнении ЦВД



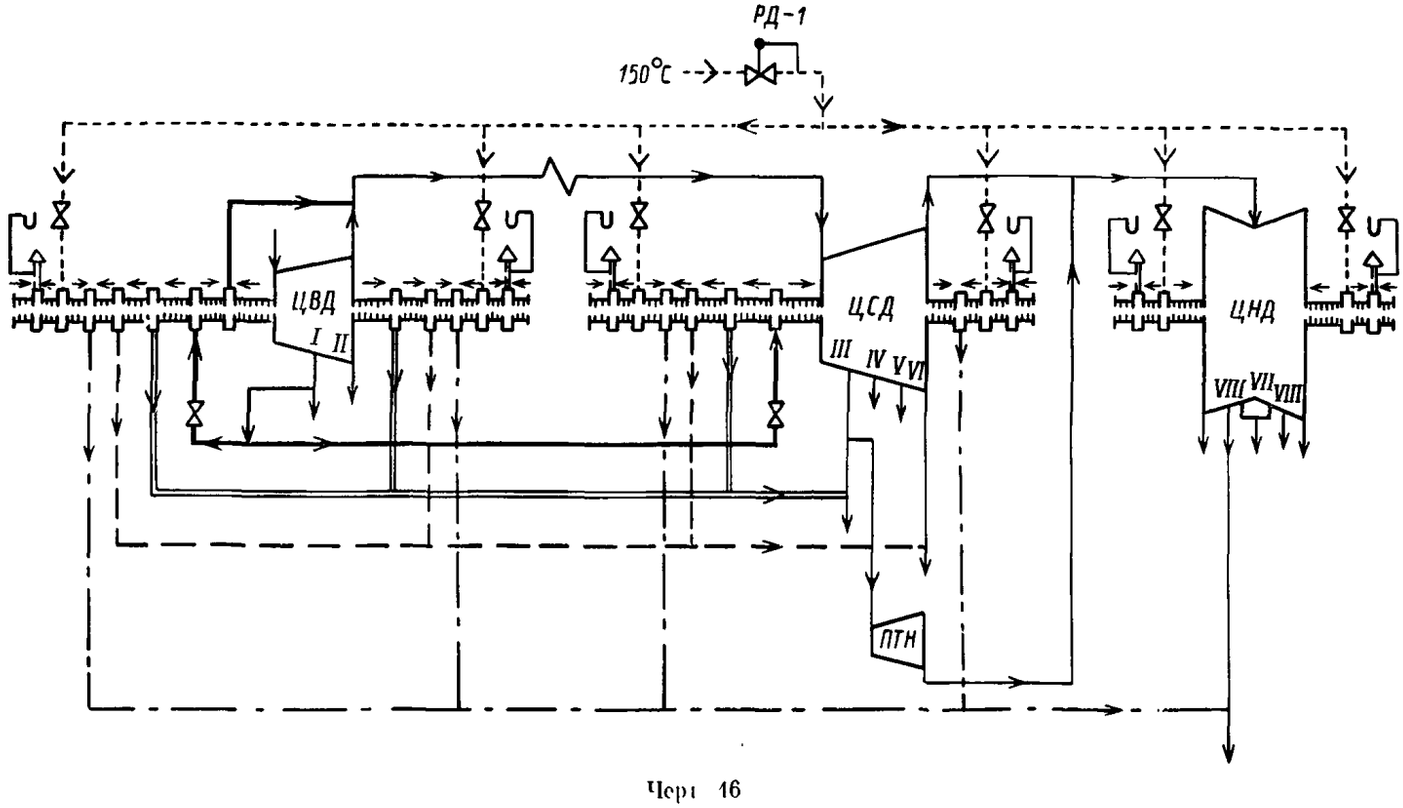
Черт. 44

Вариант модернизации схемы уплотнений на действующей конденсационной турбине с переводом ЦВД и ЦСД на частичное самоуплотнение и нейтрализацией присосов воздуха в ЦНД



Черт. 45

Схема концевых уплотнений с замещением высокотемпературного пара менее горячим паром из отбора



Черт 46

На коллекторе последних отсосов может быть установлена регулирующая арматура для поддержания в соответствующих камерах давления, близкого к атмосферному.

6.3. Подвод уплотняющего пара

6.3.1. При наличии разрежения во внешних полостях цилиндров (или в камерах последних отсосов) к концевым уплотнениям подводится пар регулируемого избыточного давления от постороннего источника.

На линии подвода пара к каждому уплотнению располагается вентиль индивидуальной регулировки (см. черт. 43—46).

6.3.2. Если в камерах последних отсосов обеспечивается поддержание постоянного избыточного давления, то подвод постороннего уплотняющего пара не требуется. В этом случае имеет место работа в режиме самоуплотнения.

6.3.3. В турбинах с противодавлением, а также в цилиндрах высокого давления конденсационных турбин, где имеется возможность отделения этих цилиндров от остальных с помощью специальной арматуры, режим самоуплотнения может осуществляться всегда, и в этих случаях камеры и трубопроводы подвода уплотняющего пара могут отсутствовать, а на линиях последних отсосов пара от каждого из уплотнений должны располагаться вентили индивидуальной регулировки (см. черт. 44).

6.3.4. В некоторых случаях (при несоответствии проходных сечений отсеков и трубопроводов) уплотнения при пусках турбины и малой нагрузке работают с подводом постороннего уплотняющего пара, а с повышением нагрузки переходят на режим самоуплотнения (ЦВД и ЦСД на черт. 45).

6.3.5. В случае использования для питания вакуумных уплотнений пара утечки из уплотнения избыточного давления (см. черт. 45) необходимо обеспечить в нем большее сопротивление отсека между камерами подачи и отсоса паровоздушной смеси.

6.4. Отсос паровоздушной смеси

6.4.1. Из внешних камер концевых уплотнений отводится смесь атмосферного воздуха из внешнего отсека и пара, просочившегося со стороны цилиндра.

6.4.2. Паровоздушная смесь отводится либо непосредственно в атмосферу (по «вестовой» трубе), либо через специальный «сальниковый» охладитель (в котором с помощью эжектора или вентилятора создается разрежение), где бо́льшая часть пара конденсируется.

6.4.3. Во избежание пропаривания в машзал и присосов воздуха, масляных паров и масла давление в камерах отсоса паровоздушной смеси должно максимально приближаться к атмосферному (минимальное разрежение), для чего на линиях отсоса смеси от каждого уплотнения целесообразно устанавливать вентили индивидуальной регулировки, а на самих камерах — мановакуумметры, выбранные по РТМ 108.002.135—83.

При наличии атмосферных («вестовых») труб регулировочные вентили не требуются: максимальное разрежение Δp от естественной тяги в трубе высотой H за счет разности плотностей ρ воздуха и пара, подсчитываемое по формуле

$$\Delta p = (\rho_в - \rho_п) H,$$

при $H = 1{,}8$ м и температурах пара 100°С, а воздуха 20°С не превосходит 10 Па (1 мм вод. ст.).

6.5. Течение в камерах между отсеками и в трубопроводах уплотнений

6.5.1. Течение в камерах характеризуется переменной величиной расхода по окружности, что при обычном исполнении с постоянным сечением камеры приводит к окружной неравномерности скорости потока, а значит, и к окружной неравномерности давления (коллекторный эффект). В соответствии с количеством патрубков в камере образуется одна или несколько тупиковых зон с повышенным давлением.

Распределение давлений по окружности с учетом гидравлического сопротивления вычисляется по формуле

$$p_x = p + \rho \frac{c_u^2}{2}\left[2\bar{x} - \bar{x}^2 \pm \zeta \frac{l}{D}\left(\bar{x} - \bar{x}^2 + \frac{\bar{x}^3}{3}\right)\right],$$

где p_x и p — статические давления в рассматриваемом сечении и вблизи патрубка;

c_u — окружная скорость среды вблизи патрубка;

ρ — средняя плотность среды в камере;

x — расстояние по дуге между патрубком и рассматриваемым сечением камеры;

l — расстояние между патрубком и тупиковым сечением;

$\bar{x} = x/l$;

$\zeta = 0{,}025 \div 0{,}050$ — коэффициент сопротивления, зависящий от шероховатости внутренней поверхности камеры;

D — диаметр трубы с сечением, эквивалентным сечению камеры.

Разность давлений между сечениями тупика и патрубка

$$\Delta p = p_l - p = \frac{\rho c_u^2}{2}\left(1 \pm \zeta \frac{l}{3D}\right).$$

Знак «+» в выражениях принимается для камер отсоса, знак «—» для камер подвода пара, т. е. в камерах подвода пара максимальная окружная неравномерность равна скоростному напору, а в камерах отсоса — всегда больше скоростного напора.

Соотношение между проходными сечениями камер $F_к$ и зазоров $F_{заз}$ с учетом их вероятного эксплуатационного износа (см. п. 5.6.2) должно удовлетворять следующим формулам:

для камеры отсоса паровоздушной смеси

$$F_{к1} > \frac{F_{заз}}{n\sqrt{2\Delta p}}\left[\sqrt{\frac{p_0^2-p_1^2}{p_0 z_{01}}}+\sqrt{\frac{p_2^2-p_1^2}{p_2 z_{21}}}\right];$$

для камеры подвода пара

$$F_{к2} > \frac{F_{заз}}{n\sqrt{2\Delta p}}\left[\sqrt{\frac{p_2^2-p_3^2}{p_2 z_{23}}}+\sqrt{\frac{p_2^2-p_1^2}{p_2 z_{21}}}\right].$$

Здесь n — количество патрубков, а индексы означают номера камер, начиная от внешней (p_0 — атмосферное давление). Аналогично могут быть написаны выражения и для других камер.

Сечение камеры подвода концевого уплотнения ЦНД (ввиду превалирующей роли протечки через внутренний отсек со сверхкритическим отношением давлений) должно удовлетворять формуле

$$F_{к2} > \frac{F_{заз}}{n}\sqrt{\frac{p_2}{2\Delta p z_{23}}}.$$

Для выполнения основных требований надежности — предотвращения пропариваний и присосов воздуха — окружная неравномерность давлений в камерах подвода и соседних с нею камерах не должна превышать заданных значений минимального отличия давления в этих камерах от атмосферного. При минимальных отличиях, равных 0,1 допустимого диапазона (см. п. 6.1.3), т. е. при $\Delta p = 300$ Па,

$$F_{к2} > \frac{F_{заз}}{n\sqrt{z_{23}}}\sqrt{\frac{100\,000}{2\cdot 300}} \approx \frac{15F_{заз}}{n\sqrt{z_{23}}}.$$

Для радикального снижения окружной неравномерности рекомендуется камеры выполнять с переменным сечением, линейно уменьшающимся от патрубка к тупиковой зоне практически до нуля (в виде улиток).

При постоянном сечении патрубки соседних камер целесообразно располагать в одном радиальном сечении. Разносить их по окружности, совмещая с соответствующими тупиковыми зонами соседних камер, не рекомендуется.

Рекомендуется принимать меры к уменьшению расхода среды через камеры: при проектировании — за счет рационального выбора количества гребней в отсеках в соответствии с перепадами давлений (см. черт. 8), а при эксплуатации — путем поддержания минимальных избыточных давлений в камерах подвода и минимальных разрежений в камерах отсоса за счет индивидуальной регулировки (см. пп. 6.1.3 и 6.4.3).

6.5.2. Течение в трубопроводах уплотнений рассчитывается по известным методам гидравлики (И. Е. Идельчик. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Госэнергоиздат, 1960; см. также РТМ 24.020.13—72).

Особое внимание должно быть уделено проектированию коллекторов на отсосах и подводе. Сечение коллекторов должно быть достаточно большим или меняться в соответствии с изменением расхода во избежание перекосов давления из-за коллекторного эффекта, особенно если на отводах не предусмотрены регулирующие вентили.

Если линия, идущая к камере, разветвляется на два патрубка, то тройник и его ветви должны быть симметричны во избежание окружной неравномерности давлений в камере (черт. 47).

6.6. Рекомендуемые схемы концевых уплотнений

6.6.1. Схема с вакуумными отсосами в цилиндрах избыточного давления наиболее универсальна (см. черт. 43). Уплотняющий пар от одного низкотемпературного (около 150°С) источника подается на все уплотнения через коллектор с регулятором давления после себя РД-1. Для обеспечения постоянства направления течения в отсеках последний отсос включен на вакуумный теплообменник без арматуры. Для нейтрализации вероятных при таком включении присосов воздуха можно направлять последний отсос непосредственно в конденсатор (в зону отсоса воздуха) или, что экономичнее, на всас основного эжектора при его пароструйном исполнении.

Для нейтрализации присосов воздуха через концевые уплотнения ЦНД рекомендуется выделять дополнительную камеру внутри цилиндра, сообщаемую коробами с зоной отсоса воздуха из конденсатора (по типу турбин «Альстом») — см. черт. 45.

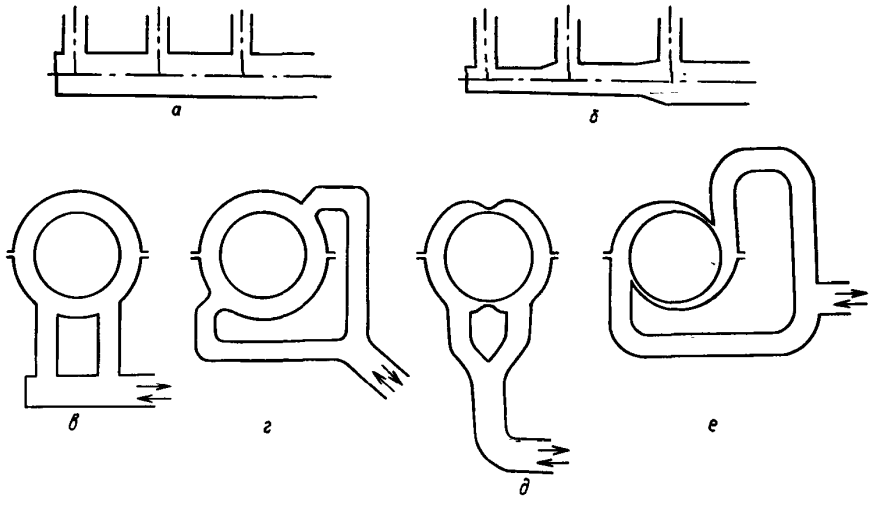
Уменьшение присосов воздуха через вакуумные отсосы и расхода пара в них (с целью повышения экономичности) достигается установкой регулирующей арматуры РД-2 для поддержания в камерах отсосов минимального разрежения. На указанную арматуру должен быть заведен импульс на ее от-

крытие при появлении более глубокого разрежения в предшествующем отсосе на малых нагрузках турбины, чтобы предотвратить теплосмену из-за изменения направления течения и попадания холодного уплотняющего пара в отсек между упомянутыми отсосами.

6.6.2. Схема с постоянным самоуплотнением ЦВД (см. черт. 44) может быть реализована лишь при наличии арматуры для отделения этого цилиндра от остальных; она целесообразна при двухпоточном исполнении ЦСД, не имеющего в этом случае высокотемпературных уплотнений. Постоянное и близкое к атмосферному избыточное давление в предпоследних камерах ЦВД поддерживается регулятором РД-2 на коллекторе отсоса пара из этих камер в вакуумный теплообменник. Остальные цилиндры уплотняются паром от постороннего источника через коллектор подачи с регулятором давления РД-1.

6.6.3. Схема с частичным самоуплотнением ЦВД и ЦСД (см. черт. 45) рекомендуется для модернизации схем на действующих турбинах при несоответствии проходных сечений лабиринтов и трубопроводов и при невозможности увеличения пропускной способности последних.

Конструктивное исполнение камер и трубопроводов концевых уплотнений



а, в — неправильно; *б, г, д, е* — правильно

Черт. 47

Схема снабжена регулятором давления РД-1 на коллекторе подвода уплотняющего пара к вакуумным цилиндрам и низкотемпературным уплотнениям цилиндров избыточного давления. Высокотемпературные уплотнения цилиндров избыточного давления работают в режиме самоуплотнения под нагрузкой турбины выше 10%, для чего их последние отсосы пара направляются в вакуумный теплообменник через регулятор давления РД-2. Одноименные низкотемпературные отсосы при этом могут направляться как в тот же теплообменник, так и на замещение уплотняющего низкотемпературного постороннего пара для запирания вакуумных цилиндров.

При нагрузках ниже 10% на высокотемпературные уплотнения подается пар повышенной температуры.

6.6.4. Схема с замещением высокотемпературного пара (см. черт. 46) рекомендуется для увеличения ресурса и стабильности металла роторов. Пар из отбора или из выхлопа ЦВД вытесняет высокотемпературный пар передних уплотнений ЦВД и ЦСД. При стоянках на уплотнение подается пар, температура которого поддерживается в соответствии с температурой корпуса.

6.6.5. Схема с использованием пара отсосов в системе обогрева фланцев (черт. 48) может оказаться перспективной для маневренных турбин (см. также черт. 12).

6.7. Контроль состояния и работы концевых уплотнений

6.7.1. Целью контроля концевых уплотнений является обеспечение их нормальной работы — без пропариваний в сторону подшипников и без присосов воздуха в вакуумную систему.

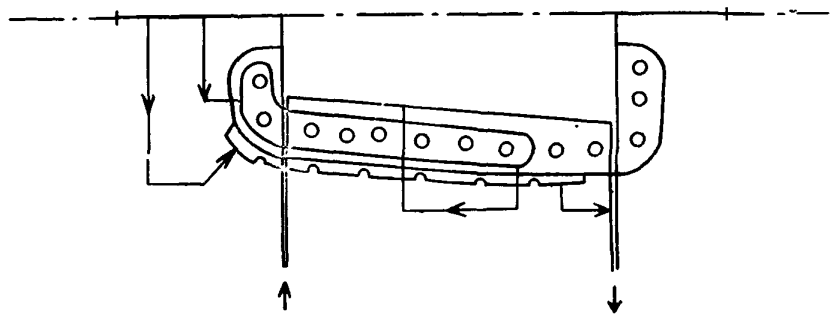
Наиболее чувствительным сигнализатором отклонений от нормы в работе уплотнений турбин в свое время была «вестовая» труба, не обеспечивающая, однако, дистанционного измерения и регулирования.

В настоящее время на каждом уплотнении предусмотрено измерение давления в камерах подвода уплотняющего пара и отсоса паровоздушной смеси, а также в соответствующих коллекторах с помощью мановакуумметров, не обладающих все же необходимой точностью, надежностью и простотой обслуживания. Необходимую точность, надежность и возможность дистанционного наблюдения и управления вплоть до полной автоматизации может обеспечить измерение и регулирование температуры среды в трубопроводах уплотнений.

6.7.2. Для осуществления контроля за работой уплотнений трубопроводы каждого концевого уплотнения в соответствии со схемой на рис. 49 снабжаются первичными преобразователями (датчиками) температуры t. Индексы при t означают: в — окружающий воздух (принимается $t_в = 30 \div 50°C$); пв — паровоздушная смесь; п — уплотняющий пар в подводящей линии; п.ц — пар в вакуумном отсосе; ц — пар в цилиндре или в отсосе избыточного давления; п.к — уплотняющий пар в коллекторе подачи.

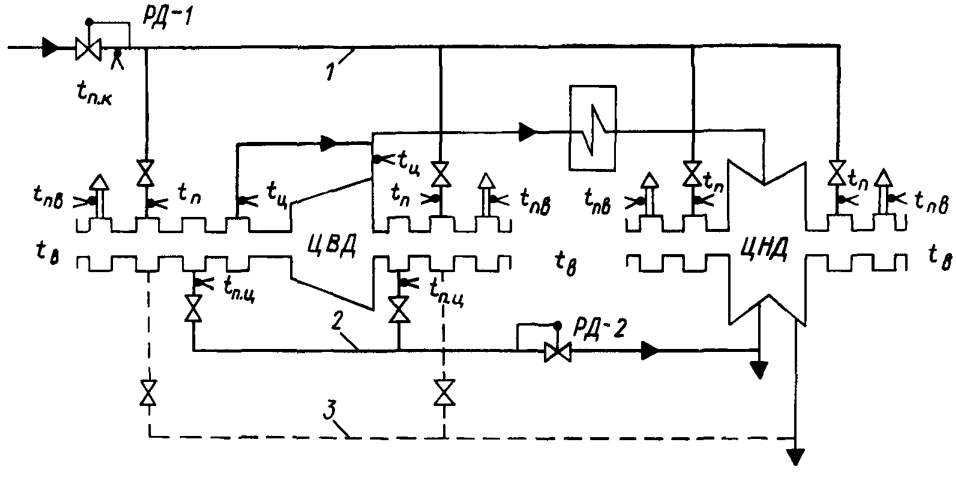
6.7.3. Проверка уплотнения избыточного давления начинается с определения режима его работы. Если температура паровоздушной смеси (и вакуумного отсоса) не зависит от степени открытия вентиля на линии от коллектора подачи *1*, то имеет место режим самоуплотнения.

Комбинация систем отсоса пара из концевых уплотнений и обогрева фланцев



Черт. 48

Схема температурного контроля работы концевых уплотнений



1 — коллектор подачи пара на уплотнения; *2* — коллектор вакуумных отсосов пара; *3* — коллектор аварийного сброса

Черт. 49

6.7.4. При использовании стороннего уплотняющего пара необходимые условия нормальной работы концевых уплотнений имеют вид:

$t_в < t_{пв} < t_п$ — для вакуумных уплотнений;

$t_в < t_{пв} < t_п < t_{п.ц} < t_ц$ — для уплотнений избыточного давления с вакуумным отсосом пара.

Достаточным условием нормальной работы является повышение $t_{пв}$ по мере увеличения открытия вентилей на линиях от коллектора подачи *1*, и наоборот.

6.7.5. При самоуплотнении необходимые условия нормальной работы имеют вид:

$$t_в < t_{пв} < t_{п.ц} < t_ц.$$

Достаточным условием является снижение $t_{пв}$ по мере увеличения открытия вентилей на линиях к коллекторам *2* и *3*, и наоборот.

6.7.6. Обратный результат тестирования путем изменения открытия вентилей означает неисправность уплотнения (например, сильный износ гребней) или арматуры, что требует их ремонта.

6.7.7. Тестирования производятся эпизодически. В периоды между ними регулярно проверяются необходимые условия по пп. 6.7.4 и 6.7.5.

Повышение в процессе эксплуатации температуры паровоздушной смеси с приближением к температуре пара из коллектора *1* или из цилиндра ($t_{пв} \to t_{п}$ или $t_{пв} \to t_{п\,ц}$) означает угрозу пропаривания в машзал, а понижение ее и приближение к температуре воздуха ($t_{пв} \to t_{в}$) означает опасность появления присоса воздуха. В этих случаях требуется изменение степени открытия вентилей в соответствии с пп. 6.7.4 и 6.7.5.

6.7.8. Сигнал от первичных преобразователей (датчиков) температуры можно подать на дисплей или на показывающие (узкопрофильные) приборы, установленные на блочном щите с групповым переключением с одного уплотнения на другое, а приводы вентилей индивидуальной настройки можно электрифицировать и управлять ими также с блочного щита. При наличии информационно-вычислительной машины возможна полная автоматизация работы уплотнений.

6.7.9. О степени износа уплотнений можно судить по величине открытия регулирующих вентилей при фиксированной нагрузке турбины, для чего они должны быть снабжены указателями открытия

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Справочное

ПРИМЕР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РТМ

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

1. Определяем исходное значение радиального зазора δ по формуле п. 2.1.3 РТМ при следующих значениях входящих в нее величин:

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

$T = 540°С + 273°С = 813$ К;

$d = 520$ мм; $D = 2300$ мм;

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

$x = L/2 = 2485$ мм.

Тогда $\delta = 12{,}5 \cdot 10^{-6} \cdot 813 (0{,}04 \cdot 520 + 0{,}017 \cdot 2485^2/2300) + 0{,}25 = 0{,}9$ 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 согласно п. 2.4.2 РТМ могут быть использованы ступенчатые уплотнения типа Б. В соответствии с черт. 1 и табл. 3 при $\delta = 0{,}9$ мм, $c = 8$ мм сдваивать гребни (применять тип В) нецелесообразно.

4. В соответствии с рекомендациями табл. 2 и п. 2.4 высота выступов должна быть равна $h \geqslant 3\delta$. Принимаем $h = 3$ мм, т. е. $h > 3 \cdot 0{,}9$ мм. Ширина выступа $b \geqslant c - 3\delta$. Принимаем $b = 5$ мм, т. е. $b \approx 8 - 2{,}7$.

5. Поскольку ротор ЦВД гибкий, то в соответствии с рекомендациями раздела 3 и табл. 4 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. 3.5.1 тепловых канавок не требуется, что повысит маневренность турбины. Величина люфта s согласно формуле п. 3.6.2 должна быть не менее $0{,}0016 \frac{2485^2}{2300} = 4{,}3$ мм.

6. Согласно п. 3.4 для гребней ротора может быть применена сталь марки 08Х13 с пределом текучести $\sigma_т = 2800$ МПа 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. 3.3 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 $p_0 = 17{,}2$ МПа (175 кгс/см^2); $p_z = 10$ МПа (102 кгс/см^2); $p = p_z > p_к$; $p_к = \frac{0{,}85 p_0}{\sqrt{z + 1{,}5}} = \frac{0{,}85 \cdot 175}{\sqrt{65 + 1{,}5}} = 1{,}785$ МПа (18,2 кгс/см^2).

Последний гребень сделаем коротким. Проверяем предпоследний, 64-й гребень ($i = 64$). По формуле п. 3.3.3

$$p_{64} = \sqrt{\frac{(z - i) p_0^2 + i p^2}{z}} = \sqrt{\frac{(65 - 64) 175^2 + 64 \cdot 102^2}{65}} = 10{,}15 \text{ МПа } (103{,}5 \text{ кгс/см}^2);$$

$$p_{63} = \sqrt{\frac{(65 - 63) 175^2 + 63 \cdot 102^2}{65}} = 10{,}3 \text{ МПа } (104{,}9 \text{ кгс/см}^2);$$

$$\Delta p_{64} = p_{63} - p_{64} = 104{,}9 - 103{,}5 = 0{,}138 \text{ МПа } (1{,}4 \text{ кгс/см}^2);$$

$$\sigma_i = 3 \Delta p_{64} (h_г/b_0)^2 = 3 \cdot 1{,}4 (5{,}5/0{,}4)^2 = 79 \text{ МПа } (795 \text{ кгс/см}^2).$$

Эта величина при коэффициенте запаса $n = 2$ удовлетворяет условию $\sigma_i \leqslant \sigma_т/n$, так как $795 < \frac{2800}{2}$.

8. Для расчета протечки найдем коэффициент расхода. Согласно п. 5.2.1.2 определим ширину камеры $H=h_г+\delta=5,5+0,9=6,4$ мм и по п. 5.2.1.4 найдем приведенную длину струи $l=t+h=6,4+3=9,4$ мм. Проверим условия п. 5.2.3, приняв $\mu=0,7$:

$$H>0,24l+\mu\delta.$$

Подставим численные значения: $6,4>0,24\cdot 9,4+0,7\cdot 0,9$, т. е. перед зазором в камере имеется свободная струя, и расчет коэффициента расхода нужно вести по данным подраздела 5.3.3.2 данного РТМ.

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

Найдем предельное значение радиуса $r_с=0,6\delta=0,6\cdot 0,89=0,534$ мм. Поскольку $r<0,6\delta$, расчетный зазор найдем согласно п. 5.1.1.1:

$$\delta_0=\delta+r(1-\cos\theta_0)=0,9+0,2(1-\cos 90°)=1,1 \text{ мм}.$$

Относительная толщина гребня $b_0/\delta=0,4$, чему на графике черт. 18 соответствует поправка на толщину гребня $\beta=1,03$.

Вычислим относительный зазор

$$\delta_0/l=1,1/9,4=0,117.$$

Этому значению на графике черт. 36 и в табл. 9 (или по формуле п. 5.3.3.2) соответствует коэффициент расхода $\alpha_{02}=0,48$.

Найдем поправку на конечное число щелей ξ.

Коэффициент расхода первого дросселя α_0' при $\frac{\delta_0}{H}=\frac{\delta_0}{h+h_1+\delta}=\frac{1,1}{3+2,5+1}=0,17$ согласно графику на черт. 32 для $\theta_0=90°$ равен 0,615.

По графику на черт. 35 и по формуле п. 5.3.3.1 $\xi=1$.

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

Найдем величину протечки. При $p_0=17,2$ МПа (175 кгс/см^2) и $t_0=490°$С имеем $v_0=0,017$ м^3/кг. С учетом данных п. 7 подставим необходимые величины в расчетную формулу ($\xi=1$):

$$G=10^{-4}\alpha_0\pi d\delta_0\beta\sqrt{\frac{p_0^2-p_z^2}{zp_0v_0}}=10^{-4}\cdot 0,48\pi\cdot 520\cdot 1,1\cdot 1,03\times$$

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

9. При сдваивании коротких гребней согласно п. 5.5.3 протечка может возрасти на 30%.

10. При выполнении гребней в сегментах статора, а прямоугольных выступов на валу для предупреждения его погиба от задеваний необходимо предусмотреть тепловые канавки. В случае отказа от канавок (в расчете на эксплуатацию в маневренном режиме) придется идти на увеличение установочных зазоров вдвое, т. е. принять $\delta=1,8$ мм.

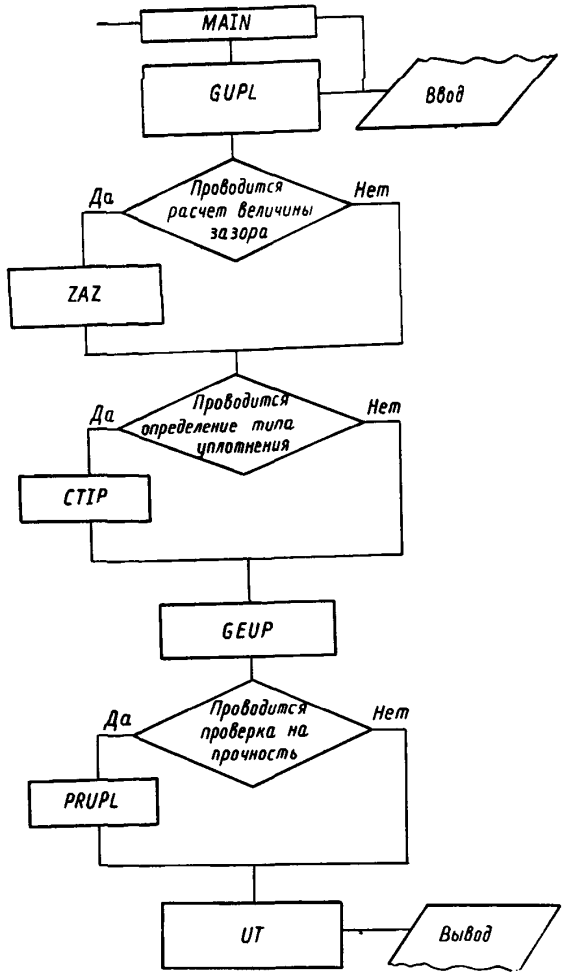
ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Справочное

ПРОГРАММА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТА ЛАБИРИНТОВ

Программа разработана на алгоритмическом языке ФОРТРАН-IV применительно к операционной системе ОС ЕС ЭВМ. Программа состоит из следующих компонент:

MAIN — головной программный модуль, в котором осуществляется ввод исходной информации и обращение к подпрограмме GUPL;

Блок-схема программы проектирования и расчета лабиринтов



GUPL — подпрограмма, управляющая ходом расчета;

ZAZ — подпрограмма определения рекомендуемой величины зазора;

CTIP — подпрограмма выбора типа уплотнения;

GEUP — подпрограмма определения оптимальных значений незаданных геометрических характеристик уплотнения;

PRUPL — подпрограмма прочностного расчета усиков уплотнения;

UT — подпрограмма расчета величины протечки через уплотнение.

Блок-схема программы представлена на чертеже. Ниже следует текст программы.

ПРОГРАММА РАСЧЕТА ЛАБИРИНТОВ

```
      DIMENSION XR(80),XB(80),DELTA(80),D(80),HM(80),BK(2),HPU(2),F8(80)
     *,G(4),PDPR(4),DELTA0(80),DELTA1(80),PERV(80),XC(80)
      REAL LO*8(9),S1*8,LZ,TEXT*8(5)
      INTEGER Z,ZPRINT
      COMMON/DAVL/P0,PZ,V0,P,ISRED/PAR/IMONT,IKR,IRASP,IVAL,ITK,IPOC,KPZ
     */UPL/B0,RS,DELTA,Z,IT,E,T,HM,B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
     */RASH/D,POPR,HBX,TETA0,TETA1,HMG
     */RZAZ/XB,XC,ALFA,TP,LO
     */PROC/BK,HPU,SIGMAT,LZ,KPER
C
      NAMELIST/RZDH/XC,DELTA,XR,D,HM
      DATA U/'    '/,Q/'/EOB'/,QK/'/EOD'/,S1/'CORRECT '/
   11 FORMAT(9A8)
   10 READ(5,11,END=5)S
      K=1
C
      KPER=0
      IF(S(1).EQ.S1)GOTO18
      READ(5,RZDH)
      NB=0
   17 NB=NB+1
   15 I=0
   16 READ(5,85)ER,TEXT,R,UR
      IF(UR.EQ.U)GOTO82
      WRITE(6,81)ER,TEXT,R
      GOTO26
   82 WRITE(6,80)ER,TEXT
   80 FORMAT('H ',A4,5A8)
   81 FORMAT('H ',A4,5A8,F20.10)
   25 FORMAT(A4,5A8,F20.10,A4)
      GOTO26
   18 READ(5,RZDH)
      Z=Z1
      T=T1
      B=B1
      E=E1
      BK(1)=BR1
      BK(2)=BR2
      HPU(1)=HPU1
      HPU(2)=HPU2
      HMG=HMG1
   78 READ(5,21)K,NB,I,R
      WRITE(6,20)NB,I,R
   21 FORMAT(I1,2I2,F20.10)
      GOTO22
   26 IF(ER.EQ.QK)GOTO14
      IF(ER.EQ.Q)GOTO17
      IF(UR.EQ.U)GOTO16
      I=I+1
   20 FORMAT('H ','R',2I3,'=',F20.5)
   22 GOTO(32,33,34,31),NB
   33 IF(I.EQ.1)IMONT=R
      IF(I.EQ.2)IKR=R
      IF(I.EQ.3)IRASP=R
      IF(I.EQ.4)IVAL=R
      IF(I.EQ.5)ITK=R
      IF(I.EQ.6)IPOC=R
      IF(I.EQ.7)SIGMAT=R
      IF(K.EQ.0)GOTO14
      IF(S(1).EQ.S1)GOTO78
```

```
      GOTO16
   32 IF(I.EQ.1)IOBR=R
      IF(I.EQ.2)IRZ=R
      IF(I.EQ.3)IHM=R
      IF(I.EQ.4)KPZ=R
      IF(I.EQ.5)NP=R
      IF(I.EQ.6)KV=R
      IF(M.EQ.0)GOTO14
      IF(S(I).EQ.S1)GOTO78
      GOTO16
   33 IF(I.EQ.1)P0=R
      IF(I.EQ.2)PZ=R
      IF(I.EQ.3)V0=R
      IF(I.EQ.4)ISRED=R
      IF(M.EQ.0)GOTO14
      IF(S(1).EQ.S1)GOTO78
      GOTO16
   34 IF(I.EQ.1)C=R
      IF(I.EQ.2)POPR(1)=R
      IF(I.EQ.3)POPR(2)=R
      IF(I.EQ.4)POPR(3)=R
      IF(I.EQ.5)POPR(4)=R
      IF(I.EQ.6)RS=R
      IF(I.EQ.7)HBX=R
      IF(I.EQ.8)ALPA=R
      IF(I.EQ.9 )TP=R
      IF(I.EQ.10)LD=R
      IF(I.EQ.11)IT=R
      IF(I.EQ.12)T=R
      IF(I.EQ.13)B0=R
      IF(I.EQ.15)E=R
      IF(I.EQ.16)BK(1)=R
      IF(I.EQ.17)BK(2)=R
      IF(I.EQ.18)HPU(1)=R
      IF(I.EQ.19)HPU(2)=R
      IF(I.EQ.20)HMG=R
      IF(I.EQ.21)TETA0=R
      IF(I.EQ.22)TETA1=R
      IF(I.EQ.23)LZ=R
      IF(I.EQ.14)B=R
      IF(I.EQ.24)Z=R
      IF(I.EQ.12)T1=T
      IF(I.EQ.14)B1=B
      IF(I.EQ.15)E1=E
      IF(I.EQ.16)BK1=BK(1)
      IF(I.EQ.17)BK2=BK(2)
      IF(I.EQ.18)HPU1=HPU(1)
      IF(I.EQ.19)HPU2=HPU(2)
      IF(I.EQ.20)HMG1=HMG
      IF(I.EQ.24)Z1=Z
      IF(M.EQ.0)GOTO14
      IF(S(I).EQ.S1)GOTO78
      GOTO16
   14 ZRRINT=Z
      IF(KPZ.EQ.0)ZPRINT=I
      WRITE(6,71)(XC(I),I=1,ZPRINT)
   71 FORMAT(1X,'XC=',10(1X,F8.5,','))
      WRITE(6,72)(XR(I),I=1,ZPRINT)
   72 FORMAT(1X,'XR=',10(1X,F8.5,','))
      WRITE(6,73)( D(I),I=1,ZPRINT)
```

```
73 FORMAT(1X, 'D=',10(1X,F10.5,',',))
   IF(IRZ.EQ.0)WRITE(6,74)(DELTA(I),I=1,ZPRINT)
74 FORMAT(1X,'DELTA=',10(1X,F10.5,',',))
   IF(IHM.EQ.0)WRITE(6,75)(HM(I),I=1,ZPRINT)
75 FORMAT(1X,'HM=',10(1X,F10.5,',',))
   CALL GUPL(II,JJ,GSUM,IOBR,IHM,IRZ,C)
   PRINT 1,GSUM
 1 FORMAT(1X,'РАСХОД  GSUM=',F10.5)
   GOTO10
 5 STOP
   END
```

```
      SUBROUTINE CUPL(II,JJ,GSUM,IOBR,IHM,IRZ,CI
      DIMENSION G(4),KZZ(25)
      DATA KPR,KZZ /1,25*0/,KIOBR/0/
      REAL LO,LZ,LZK,LOK
      INTEGER Z,Z1,TIP,TIPK,ZK
      COMMON/DAVL/P0,PZ,V0,P,ISRED
     */PAR/IMONT,IKR,IRASP,IVAL,ITK,IPOG,KPZ
     */RZAZ/XB(80),XC(80),ALFA,TP,LO
     */UPL/R0,R,DELTA(80),Z,TIP,E,T,HM(80),B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
     */RASH/D(80),POPR(4),HBX,TETA0,TETA1,HMG
     */PROC/BK(2),HPU(2),SIGMAT,LZ,KPER
  306 T1=T
      B1=B
      E1=E
      BK1=BK(1)
      BK2=BK(2)
      HPU1=HPU(1)
      HPU2=HPU(2)
      HMG1=HMG
       Z1=Z
      IRASP1=IRASP
   14 KPER=0
      IRASP=IRASP1
      IF(Z.EQ.1.AND.LZ.NE.0.)KPZ=0
      IF(Z.EQ.1.AND.LZ.EQ.0.)KPZ=2
      IF(IRZ.EQ.1)GOTO1
      GOTO2
    1 CALL ZAZ
    2 HMSR=HM(1)
      DSR=D(1)
      DELSR=DELTA(1)
      IF(KPZ.EQ.0.OR.Z.EQ.1)GOTO222
C
      DSR=SQRT(D(Z)*DSR)
      HMSR=SQRT(HMSR*HM(Z))
      DELSR=SQRT(DELSR*DELTA(Z))
C 222 DELTAA(II,JJ)=DELSR
C     DA(II,JJ)=DSR
C
  222 IF(TIP.EQ.0)GOTO3
      GOTO4
    3 CALL CTIP(C)
      IF((TIP.EQ.1.OR.TIP.EQ.2.OR.TIP.EQ.3).AND.IRASP.EQ.3)IRASP =2
    4 CALL CEUF(C,IHM)
      IF(LZ.NE.0..AND.Z.EQ.1)Z=LZ/T+1
      IF(Z.GT.80)Z=80
      IF(ISRED.EQ.1)GOTO50
      PK=.65*P0/SQRT(Z+.5)
      GOTO6
   50 PK=.85*P0/SQRT(Z+1.5)
    6 IF(PZ-PK)7,7,8
    7 P=PK
      GOTO9
    8 P=PZ
    9 IF(SIGMAT.NE.0.)GOTO12
      GOTO41
   12 N=Z
      CALL PRUPL
      IF(KPER.EQ.1)GOTO60
      GOTO41
```

```
 60 IF(N.EQ.1.AND.KPZ.EQ.2)GOTO64
    IF(KPZ.EQ.0)GOTO14
    NC=N+1
    DO 67 I=NC,Z
    DD=D(I-1)-D(I-2)
    D(I)=D(I-1)+DD
    DDE=DELTA(I-1)-DELTA(I-2)
    DELTA(I)=DELTA(I-1)+DDE
    DHM=HM(I-1)-HM(I-2)
    HM(I)=HM(I-1)+DHM
    RR=XR(I-1)-XR(I-2)
    XR(I)=XR(I-1)+RR
    CC=XC(I-1)-XC(I-2)
 67 XC(I)=XC(I-1)+CC
    GOTO14
 64 WRITE(6,70)Z
 70 FORMAT(1H ,'НЕОБХОДИМО УВЕЛИЧЕНИЕ ЧИСЛА ДРОССЕЛЕЙ ПРИ ЗАДАННОМ Z=1
   *',/12X,'Z= ',I2)
    Z=N
 41 IF(KPZ.EQ.2.AND.Z.NE.1.AND.IOBR.EQ.-1)GOTO42
    GOTO43
 42 RZ=Z/2.
    IZ=Z/2
    IF((RZ-IZ).GT.,1)GOTO200
    JSORT=Z/2+1
    IS=1
    GOTO202
200 JSORT=Z/2+2
    IS=2
202 DO 203 JS=JSORT,Z
    A=D(JS)
    AD=DELTA(JS)
    AH=HM(JS)
    DELTA(JS)=DELTA(JS-IS)
    HM(JS)=HM(JS-IS)
    DELTA(JS-IS)=AD
    HM(JS-IS)=AH
    D(JS)=D(JS-IS)
    D(JS-IS)=A
203 IS=IS+2
 43 CALL UT( GSUM,G)
    RETURN
    END
```

```
      SUBROUTINE ZAZ
      REAL LO
      INTEGER Z,Z1
      DIMENSION XR(80),XC(80),DELTA(80),D(80)
      COMMON/PAR/ IMONT,IKR,IRASR,IVAL,ITK,IPOG,KPZ
     */RZAZ/XR,YC,ALFA,TP,LO
     */UPL/ B0,R,DELTA,Z,IT,E,Y,HM,B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
     */RASH/D,POPR(4),HBX,TETA0,TETA1,HMG
      Z1=Z
      IF(KPZ.EQ.0)Z1=1
      DO 101 I=1,Z
      X=(XR(I)+YC(I))/2
      DELTA(I)=ALFA*TP*(.04*D(I)+1.E-5*X*(LO-X))+.25
      DELTA1=DELTA(I)
      IF(IMONT.EQ.1)GOTO 1
      DELTA1=DELTA1+DELTA(I)
    1 IF(IKR.EQ.1)GOTO 2
      IF(IRASP.EQ.1)GOTO3
      IF(IVAL.EQ.1) GOTO4
      DELTA1=DELTA1+DELTA(I)
    4 IF(ITK.EQ.1)GOTO5
      DELTA1=DELTA1+DELTA(I)
    5 DELTA1=DELTA1+DELTA(I)
      GOTO 100
    2 IF(IRASP.EQ.1) GOTO 100
      IF(ITK.EQ.1) GOTO 100
      DELTA1=DELTA1+DELTA(I)
      GOTO 100
    3 IF(IVAL.EQ.1)GOTO 100
      DELTA1=DELTA1+DELTA(I)
  100 DELTA(I)=DELTA1
  101 CONTINUE
      RETURN
      END
```

```
      SUBROUTINE CTIP(C)
      INTEGER Z
      DIMENSION DELTA(80)
      COMMON/PAR/ IMONT,IKR,IRASP,IVAL,ITK,IPOG,KPZ
     */UPL/ B0,R,DELTA,Z,IT,E,Y,HM,B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
      IF(DELSR.LT..5)GOTO1
      IF(DELSR.LT..7)GOTO2
      IF(DELSR.LT.1.)GOTO3
      IF(IRASP.EQ.1.OR.IRASP.EQ.2)GOTO20
      IF(DELSR.LT.2.)GOTO4
      IF(DELSR.LT.3.)GOTO5
      IF(C.LT.12.)GOTO6
      IT=4
      RETURN
    1 IT=1
      RETURN
    2 IF(C.LT.12.)GOTO7
      IF(C.LT.35.)GOTO8
      IT=1
      RETURN
    7 IT=2
      RETURN
    8 IT=3
      RETURN
    3 IF(C.LT.14.)GOTO 9
      IF(C.LT.50.)GOTO 10
      IT=1
      RETURN
    9 IT=2
      RETURN
   10 IT=3
      RETURN
    4 IF(C.LT.7.) GOTO 11
      IT=2
      RETURN
   11 IT=3
      RETURN
    5 IF(C.LT.9.) GOTO 12
      IT=4
      RETURN
   12 IT=3
      RETURN
    6 IT=3
      RETURN
   20 IF(DELSR.LT.1.5)GOTO51
      IF(DELSR.LT.2.)GOTO52
      IF(DELSR.LT.3.)GOTO53
      IF(C.LT.14.)GOTO54
      IF(C.LT.35.)GOTO55
      IT=3
      RETURN
   55 IT=2
      RETURN
   54 IT=3
      RETURN
   53 IF(C.LT.12.)GOTO56
      IF(C.LT.35.)GOTO57
      IT=3
      RETURN
   57 IT=2
```

```
      RETURN
   56 IT=5
      RETURN
   52 IF(C.LT.9.)GOTO58
      IF(C.LT.14.)GOTO59
      IT=5
      RETURN
   59 IT=2
      RETURN
   58 IT=5
      RETURN
   51 IF(C.LT.7.)GOTO6Ø
      IF(C.LT.14.)GOTO61
      IT=5
      RETURN
   61 IT=2
      RETURN
   6Ø IT=5
      RETURN
      END
```

```
      SUBROUTINE GEUP(C,IHM)
      INTEGER Z1,Z
      COMMON/UP  / B0,R,DELTA,Z,IT,E,T,HM,B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
     *      /PAR/ IMONT,IKR,IRASP,IVAL,ITK,IPOG,KPZ
      DIMENSION DELTA(80),HM(80)
      IF(IT.EQ.1.OR.IT.EQ.4.OR.IT.EQ.5)B=B0
      Z1=Z
      IF(KPZ.EQ.1)DELMAX=DELSR
      IF(R.EQ.0.)R=B0/2.
      DELMAX=DELTA(1)
      IF(KPZ.EQ.0)                GOTO2
      DO 1 I=0,Z
      IF(DELTA(I).GT.DELMAX )DELMAX=DELTA(I)
    1 CONTINUE
    2 IF(KPZ.EQ.0)Z1=1
      GOTO(11,12,13,14,15),IT
   15 IF(IHM.EQ.1)GOTO17
      GOTO18
   17 DO 19 I=1,Z1
   19 HM(I)=C
   18 IF(E.EQ.0.)E=.05*C
      GOTO16
   14 IF(IHM.EQ.1)GOTO27
      GOTO16
   27 DO 29 I=1,Z1
      HM(I)=C/4.+DELMAX-DELTA(I)
   29 IF(HM(I).GE.C/2.)HM(I)=C/2.
      GOTO16
   13 IF(IHM.EQ.1)GOTO 37
      GOTO38
   37 DO 39 I=1,Z1
   39 HM(I)=C/3.
   38 IF(B.EQ.0.)B=3*DELMAX
      GOTO16
   12 IF(IHM.EQ.1)GOTO47
      GOTO48
   47 DO 49 I=1,Z1
   49 HM(I)=C/2.
   48 IF(B.EQ.0.)B=C-3*DELMAX
   16 IF(T.EQ.0.)T=(B+C)/2.
      RETURN
   11 IF(IHM.EQ.1)GOTO57
      GOTO58
   57 DO 59 I=1,Z1
   59 HM(I)=(DELMAX-DELTA(I))*2+DELMAX
   58 IF(T.EQ.0.)T=5*DELMAX
      RETURN
      END
```

```
      SUBROUTINE PRUPL
      INTEGER Z,Z1(2)
      REAL L,LZ
      DIMENSION HMP(2),HM(80),DELTA(80),BK(2),HPU(2),SIGMA(2),
     *SIGMAU(2)
      COMMON/DAVL/P0,PZ,V0,P,ISRED
     */PAR/ INONT,IKR,IRASP,IVAL,ITK,IPOG,KPZ
     */UPL/ B0,R,DELTA,Z,IT,E,T,HM,B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
     */PROG/B0,HPU,SIGMAT,LZ,KPER
      IF(IRASP .NE.2)GOTO 6
      ZAPN=1.5
      GOTO15
    6 ZAPN=2.
   15 IF(KPZ.EQ.0)HM(Z)=HM(1)
      GOTO(1,1,2,1,1),IT
    1 N=1
      Z1(2)=Z
      HMP(1)=HM(Z)
      GOTO3
    2 N=2
      DO 4 I=1,2
      IF(KPZ.EQ.0)DELTA(Z+1-I)=DELTA(1)
      HMP(I)=(DELMAX-DELTA(Z+1-I))+2*DELMAX+HM(Z)/2.+(IPOG+1)
    4 IPOG=IPOG*(-1)
    3 PZ2=P
      DO 9 I=1,N
      PZ1=SQRT((1-P0**2*(Z-1)*P**2)/Z)
      DP=PZ1-PZ2
      PZ2=PZ1
      F1=1.
      IF(IT.EQ.3.AND.IPOG.EQ.(-1).AND.I.EQ.1)F1=1.7
      IF(IT.EQ.3.AND.IPOG.EQ.1.AND.I.EQ.2)F1=1.7
      SIGMA(I)=3*DP*(HMP(I)/BK(I))**2*F1
      SIGMAU(I)=3*DP*(HPU(I)/B0)**2*F1
      IF(SIGMAU(I).GT.SIGMAT/ZAPN)GOTO7
      GOTO8
    7 HPU(I)=HPU(I)+SQRT(SIGMAT/ZAPN/SIGMAU(I))
    8 IF(SIGMA(I).GT.SIGMAT/ZAPN)GOTO9
      Z1(I)=Z
      GOTO5
    9 IF(IRASP .NE.2)GOTO10
      BK(I)=BK(I)+SQRT(SIGMA(I)/SIGMAT*ZAPN)
      Z1(I)=Z
      GOTO5
   10 IF(LZ.EQ.0.)GOTO11
      Z1(I)=Z*SIGMA(I)/SIGMAT*ZAPN
      IF(Z1(I).EQ.Z)Z1(I)=Z+1
      L=T*Z1(I)
      IF(L.LE.LZ)GOTO12
      WRITE(6,50)L,SIGMA(I)
   50 FORMAT(1H ,'ПО УСЛОВИЯМ ПРОЧНОСТИ,ИЗ-ЗА НАПРЯЖЕНИЯ В КОРНЕ ПОСЛЕДН
     *ЕГО УСИКА ДЛИНА УПЛОТНЕНИЯ ДОЛЖНА БЫТЬ БОЛЬШЕ ДОПУСТИМОЙ'/15X,'L='
     *,F20.10,'SIGMA=',F20.10)
      GOTO5
   12 KPER=I
      GOTO5
   11 Z1(I)=Z*SIGMA(I)/SIGMAT*ZAPN
      IF(Z1(I).EQ.Z)Z1(I)=Z+1
      KPER=I
    5 CONTINUE
```

```
      IF(KPER.EQ.1)GOTO51
      RETURN
   51 Z=MAX0(Z1(1),Z1(2))
      IF(Z.GT.80)GOTO52
      RETURN
   52 KPER=0
      WRITE(6,53)Z
   53 FORMAT(1H ,'ИЗ-ЗА ОГРАНИЧЕНИЯ ПО РАЗМЕРУ МАССИВА ПРИНИМАЕМ Z=80 ВМ
     *ЕСТО НЕОБХОДИМОГО ПО УСЛОВИЯМ ПРОЧНОСТИ Z=',I3)
      Z=80
      RETURN
      END
```

```
      SUBROUTINE UT(GSUM)
      INTEGER Z
      REAL L,MU,MU1
      COMMON/DAVL/PØ,PZ,VØ,P, ISRED
     *       /OPL/ BØ,R ,DELTA,Z,IT ,E,T,HM,B,DELMAX,DELSR,HMSR,DSR
     *       /PAR/ IMONT,IKR,IRASP,IVAL,ITK,IPOG,KPZ
     *       /BASH/D     ,POPR,HBX,TETAØ,TETA1,HMG
      DIMENSION DELTA(8Ø),DELTA1(8Ø),HM(8Ø),G(5Ø ,POPR(4) ,DELTAØ(8Ø),
     *D(8Ø),FØ(8Ø),PERV(8Ø),ALFAØ(8Ø),POP(4),
     *Z1(5,11),Z2(3,11),Z3(5,15),Z3((5,15),Z4(11,5),X1(3),X2(3),
     *X3(6),  X4(11),Y1(11),Y2(11),Y3(15),Y4(5)
      DATA Z1,X1,Y1,Z2,X2,Y2,Z3,X3,Y3,Z31,Z4,X4
     */3*1.,3*1.Ø1,3*1.Ø2,3*1.Ø5,3*1.Ø83,3*1.13,3*1.233,3*1.3,3*1.333,
     *3*1.35,3*1.36, Ø.,1.,2.,1.,2.,4.,6.,8.,1.,2.,4.,6.,8.,1Ø.,
     *3*.4Ø83,3*.3625,3*.3216,3*.3836,3*.265,3*.25,3*.24,3*.22,
     *3*.25,3*.35,3*.52,
     *Ø.,1.,2.,-.5,-.4,-.3,-.2,-.1,Ø.,.1,.2,.3,.4,.5,
     *1.,.75,.61,.54,.5,1.,.725,.51,.395,.33,1.,.695,.44,.33,.285,1.,
     *.655,.42,.3,.26,1.,.61,.56,.275,.34,1.,.57,.335,.2575,.2225,
     *1.,.525,.312,.24,.21,1.,.495,.295,.225,.2,1.,.465,.275,.2125,
     *.1875,1.,.445,.2625,.2025,.18,1.,.425,.25,.195,.175,1.,.4125,
     *.24,.1875,.1675,1.,.4,.25,.18,.16,1.,.385,.22,.175,.1575,1.,.375,
     *.2125,.17,.15,Ø.,.45,.9Ø,.135,.18Ø,
     *Ø.,.Ø5,.1,.15,.2,.25,.3,.35,.4,.45,.5,.55,.6,.65,.7,
     *1.,.75,.61,.54,.5,1.,.77,3*.73,1.,4*.825,1.,4*.87,1.,4*.92,
     *1.,4*.94,1.,4*.95,1.,4*.96,1.,4*.965,1.,4*.97,1.,4*.97125,1.,
     * 4*.975,1.,4*.9775,1.,4*.98,1.,4*.9825,
     *11*1.,6*.75,.7575,.77,.79,.8325,1.,.6125,.615,.6175,.6225,
     *.6325,.6425,.6625,.688,.7475,.78,1.,.54,.5475,.555,.5675,.58,
     *.5995,.62,.6525,.695,.76,1.,.5,.5125,.525,.5425,.5625,.5875,
     *.6125,.6475,.695,.76,1.,Ø.,.1,.2,.3,.4,.5,.6,.7,.8,.9,1./
      DATA Y4/Ø.,.45,.9Ø,.135,.18Ø./
      N=Z
      IF(Z.GT.18)GOTO(17ØØ
      IF(KPZ.EQ.2.OR.KPZ.EQ.1)GOTO6ØØ
      DO 524 I=1,Z
      DELTA(I)=DELTA(I)
      D(I)=D(I)
  524 HM(I)=HM(I)
      GOTO6ØØ
 17ØØ IF (KPZ.EQ.1.OR.KPZ.EQ.Ø)              N=1
      IF(KPZ.NE.1)GOTO6ØØ
      DELTA(1)=DELSR
      D(1)=DSR
      HM(1)=HMSR
  6ØØ JP=1
      DO 1Ø1 K=1,4
      IF(POPR(K).EQ.Ø.)GOTO1Ø1
      POP(JP)=POPR(K)
      JP=JP+1
  1Ø1 CONTINUE
      DELMAX=DELTA(1)
      IF(KPZ.EQ.Ø)                GOTO888
      DO 5ØØØ I=2,Z
      IF(DELTA(I).GT.DELMAX)DELMAX=DELTA(I)
 5ØØØ CONTINUE
  888 GSUM=Ø.
      DO 91Ø  I=1,N
  91Ø DELTA1(I)=DELTA(I)
      ETAØ=.ØØ745*TETAØ
```

```
      ETA1=.01745*TETA1
      DO 200 J=1,JP
      DO 100 I=1,N
      I0=0
      ALPA1=0!
      ALPA2=0!
      ALPA3=0!
      ALPA4=0!
      IF(R   !LE.0.65*DELTA(I!.AND.R    .GE..55*DELTA(I)! GOTO 1
      N2=!
      GO TO 2
    1 N2=0
    2 IF(!T.EQ.5)GOTO7
      IF(N2!3;4,5
    5 IF(R.LT!.6*DELTA(I))GOTO4
    3 DELTA0(!)=DELTA(!
      GO TO 6
    4 CALL DPPTAB(BETA,0..80/DELTA(!!,   3, 11, Z1,X1,Y1!
      DELTA0(!)=BETA*(DELTA(I!.R    *(1-COS( ETA0)))
    6 IF(!T.EQ.2) GOTO 8
      H=HM(!)*DELTA(I)
      IF(!T.EQ.1) GOTO 9
      IF(!T.EQ.3) GOTO 10
      IF(Y.LE!HM(I)) GOTO 11
      L=2*T
      GOTO !3
   11 L=2*HM(!)
      GOTO !3
   10 L=2*T-B    /2
      GOTO !3
    9 IF(Y.LE!HM(I)) GOTO 12
      L=2*T-HM(I)*HM(I)*SIN(2* ETA1)
      GO TO !3
   12 L=T*T*SIN(2* ETA1)
      GOTO !3
    8 IF(HMC.EQ.0.)HMC=2*DELMAX*HM(!)
      H=HMC    *DELTA(I)
      L=T*HM(!)
      GOTO !3
    7 IF(R    !LT.0.) GO TO 14
      DELTA0(I)=T
      DELTA(I!=DELTA0(I)
      L=3.1416*T/2
      CALL DPPTAB(ALFA0(I!,0.,E/T,   3,11,Z2,X2,Y2)
      GO TO 1000
   14 DELTA0(!)=T-B
      DELTA(I!=DELTA0(I)
      H=T-B
      L=3.1416*T/2.-2*E
   15 IF(!T.EQ.1) GOTO 16
      CALL DPPTAB(MU,TETA0,DELTA0(I)/L,5,15,Z3,X3,Y3)
      GO TO 17
   16 CALL DPPTAB(MU,TETA0,DELTA0(I)/L ,5,15,Z3!,X3,Y3)
   17 IF(!0.EQ.1) GOTO15
      PERV(!)=1.24*MU*DELTA(I!/L)
      IF (Z.LE.8.AND.I.EQ.Z) GO TO 55
      IF(H/L.GE..9*PERV(I).AND.H/L.LE.1.1*PERV(!!) GOTO 18
      N1=!
      GOTO !5
   18 N1=0
```

```
      15 IF(I.LE.8..AND.(I.EQ.1.OR.I.EQ.2)) GOTO 201
         IF(IT.NE.5) GO TO 19
      20 IF(N1)21,22,23
      23 IF(H/L.GT.PERV(I))GOTO 22
      21 IF(N2)24,25,26
      26 IF(R    .LT..6*DELTA(I))GO TO 25
      24 IF(IT.NE.5) GO TO 27
         ALFA0(I)=(1-B    /T)/SQRT(.02*(-E    /T)/(1-B    /T))
         GOTO 50
      27 ALFA0(I)=1/(1-DELTA(I)/H)
         GOTO 50
      25 IF(IT.EQ.5) GOTO 28
         IF(IT.EQ.2) GOTO 29
         ALFA0(I)=1/(1-DELTA0(I)/H+SIN( ETA0/2)*SQRT(1-DELTA0(I)/H))
         GOTO50
      29 ALFA0(I)=1/(1+SIN( ETA0/2)+3*(SIN( ETA0/2))**3*SQRT(DELTA0(I)/L))
         GOTO50
      28 IF(B    .LT..4*T.AND.(-E    /T).GT.1..AND.(-E    /T).LT.4.) GO TO 30
         ALFA0(I)=(1-B/    /SQRT((1-B/T)/.414-1.)**2+.02*(-E/T)/(1-B/T))
         GOTO 50
      30 ALFA0(I)=1/(2.41-1/(1-B    /T))
         GO TO 50
      22 IF(N2)31,32,33
      33 IF(R    .LT..6*DELTA(I))GOTO 32
      31 ALFA0(I)=1+4*DELTA(I)/L
         GOTO 50
      32 IF(IT.EQ.1) GO TO 34
         IF(IT.EQ.5)GO TO 35
         GO TO 29
      35 CALL DPPTAB(ALFA0(I),0.,E/T,   3,11,Z2,X2,Y2)
         GO TO 50
      34 ALFA0(I)=1/(1+SIN( ETA0/2))+5*DELTA0(I)/L
         GO TO 50
      19 IF(DELTA(I)/L.LT..01.OR.DELTA(I)/H.LT..04)GOTO 36
         GO TO 20
      36 IF(N2)37,38,39
      39 IF(R    .LT..6*DELTA(I))GOTO 38
      37 ALFA0(I)=1.
         GO TO 50
      38 ALFA0(I)=1/(1+(SIN( ETA0/2))**1.25)
         GO TO 50
     201 IF(N2)139,40,41
      41 IF(R    .LT..6*DELTA(I))GO TO 40
     139 MU1=1.
         GOTO 42
      40 CALL DPPTAB(MU1,DELTA0(I)/H,TETA0,11,5,Z4,X4,Y4)
      42 IF(I.EQ.1) GO TO 43
         IF(I0.EQ.1)GOTO44
      57 IF(H/L.GT..9*PERV(I-1).AND.H/L.LT.1.1*PERV(I-1)) GOTO 45
         N1=1
         GOTO 44
      45 N1=4
      44 IF(N1)46,47,48
      48 IF(H/L.GT.PERV(I-1))GOTO 47
      46 ALFA0(I)=MU1/SQRT(1-(MU1*DELTA0(I)/H  )**2)
         GOTO 50
      47 GOTO 22
      43 IF(N1)148,49,550
     550 IF(H/L.GT.PERV(I))GOTO 49
     148 ALFA0(I)=1/SQRT((1/MU1-DELTA0(I)/HBX)**2+(DELTA0(I)/HBX)**2-(
```

```
      *DELTAØ(I)/H)**2)
       GOTO 5Ø
    49 ALFAØ(I)=MU1/SQRT(1-(MU1*DELTAØ(I)/HØX)**2)
    5Ø IF(N1.EQ.1)GOTO 51
       IF(N1.EQ.Ø)GOTO 52
       IF(N2.EQ.-1)GOTO53
       ALFA4=ALFAØ(I)
       ALFAØ(I)=AMAX1(ALFA1,ALFA2,ALFA3,ALFA4)
       GOTO 1ØØØ
    53 ALFA3=ALFAØ(I)
       N2=Ø
       IØ=I
       GOTO 2
    52 IF(N2.EQ.1)GOTO 54
       IF(N2.EQ.Ø)GOTO 55
       ALFA2=ALFAØ(I)
       N1=-1
       GOTO 15
    55 ALFA1=ALFAØ(I)
       N2=-1
       IØ=I
       GOTO 2
    54 ALFA1=ALFAØ(I)
       N1=-1
       IØ=I
       GO TO 15
    51 IF(N2.EQ.1) GO TO 1ØØØ
       IF(N2.EQ.Ø) GO TO 56
       ALFA2=ALFAØ(I)
       ALFAØ(I)=AMAX1(ALFA1,ALFA2)
       GO TO 1ØØØ
    56 ALFA1=ALFAØ(I)
       N2=-1
       GOTO 2
  1ØØØ FØ(I)=3.1416*D(I)*DELTAØ(I)
C                  WRITE(6,2ØØØ)DELTAØ(I),BETA,L,H,ALFAØ(I),MU,PERV(I),
C     *MU1,FØ(I)
C2ØØØ FORMAT(9(1X,G12.5))
    1ØØ CONTINUE
       IF(Z.LE.8)GOTO 6Ø
       ALF=Ø.
       IF(KPZ.EQ.Ø.OR.KPZ.EQ.1)GOTO9ØØ
       DO 3ØØ K=1,Z
    3ØØ ALF=ALF+1/(ALFAØ(K)*FØ(K))**2
       G(J)=SQRT(9.81*(PØ**2-P**2)/(PØ*VØ*ALF))/JP*.ØØØ1
       GOTO 5ØØ
    9ØØ G(J)=ALFAØ(I)*FØ(1)*SQRT(9.81*(PØ**2-P**2)/PØ/VØ/Z)/JP*.ØØØ1
       GOTO5ØØ
     6Ø IF(Z.EQ.1)GOTO 61
       ALF=Ø.
       DO 3Ø1 K=1,Z
    3Ø1 ALF=ALF+1/(ALFAØ(K)*FØ(K))**2
       G(J)=SQRT((9.81*(PØ**2-P**2)/(PØ*VØ))/(ALF+1/(ALFAØ(1)*ALFAØ(Z)+
      *FØ(1)*FØ(Z))*ALOG(ALFAØ(1)*FØ(1)*PØ/(ALFAØ(Z)*FØ(Z)*P))))/JP*
      *.ØØØ1
       GOTO 5ØØ
     61 G(J)=ALFAØ(I)*FØ(I)*SQRT(9.81*(PØ**2-P**2)/(PØ*VØ*(1+ALOG(PØ/P))))
      **.ØØØ1/JP
    5ØØ IF(J.EQ.JP) GOTO9ØØ
       POP=POP(J)
```

```
      GOTO 8ØØ
   7ØØ POP=Ø.
   8ØØ DO 5Ø3 II=1,N
   5Ø3 DELTA(II)=DELTA1(II)+POP
   2ØØ GSUM=GSUM+G(J)
C      GSUM=3.6*GSUM
       IF(IKR.EQ.1.AND.IT.EQ.5)GSUM=.2*GSUM+GSUM
       RETURN
C      DEBUG SUBTRACE,INIT(G,GSUM)
C     *N1,N2,BETA,DELTAØ,H,L,ALFAØ,MU,PERV,MU1,ALF,G,POP)
       END
```

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

Справочное

ПРОГРАММА РАСЧЕТА ПРОТЕЧЕК ЧЕРЕЗ ШТОКИ КЛАПАНОВ ПАРОВЫХ ТУРБИН

```
*********************************************
  НАИМЕНОВАНИЕ И ОБОЗНАЧЕНИЕ ВЕЛИЧИН, ВЫВОДИМЫХ НА ПЕЧАТЬ

  K-НОМЕР ШТОКА ИЛИ ВАРИАНТА РАСЧЕТА;
  K1-НОМЕР УЧАСТКА НА ШТОКЕ;
  Z-КОЛИЧЕСТВО ЩЕЛЕЙ НА УЧАСТКЕ ШТОКА ИЛИ БУКСЫ;
  ISREDS-ПРИЗНАК СРЕДЫ (ISREDS=1-ПАР; ISREDS=0-ВОЗДУХ);
  D-ДИАМЕТР ШТОКА,ММ;
  AL0-ДЛИНА УЧАСТКА ШТОКА,ММ;
  DE-РАДИАЛЬНЫЙ ЗАЗОР,ММ;
  H-ГЛУБИНА КАНАВКИ,ММ;
  RD-РАДИУС СКРУГЛЕНИЯ ВХОДНОЙ КРОМКИ ЩЕЛИ,ММ;
  P0-ДАВЛЕНИЕ НА ВХОДЕ В УЧАСТОК ШТОКА,МПА;
  TNATHS-ТЕМПЕРАТУРА НА ВХОДЕ В УЧАСТОК ШТОКА,ГРАД;
  V0-УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ НА ВХОДЕ В УЧАСТОК ШТОКА,М3/КГ;
  PZ-ДАВЛЕНИЕ НА ВЫХОДЕ ИЗ УЧАСТКА ШТОКА,КГ/СМ2;
  G(K,K1)-РАСХОД ПАРА ЧЕРЕЗ УЧАСТОК НОМЕР К ШТОКА НОМЕР K1,Т/Ч;
  DIMENSION RE(56),Q(56),TA(12),A1(12),B1(12),RK( 9),SI( 9),RD(20,5)
 *,AL0S(20,5),DES(20),HS(20),TSK(20),DS(20),TNATHS(20,5),ZS(20,5),
 *GYPLS(20,5)
  DATA RE/1,E2,2.E2,3,E2,4,E2,5.E2,6,E2,7.E2,8.E2,9.E2,1.E3,
 *1.1E3,1,2E3,1.3E3,1.4E3,1.5E3,1.6E3,1.7E3,1.8E3,1.9E3,2.E3,2.5E3,
 *3.E3,4,E3,5.E3,6.E3,8.E3,1.E4,1.5E4,2.E4,3.E4,4.E4,5.E4,6.E4,8.E4,
 *1.E5,1.5E5,2.E5,3.E5,4.E5,5.E5,6.E5,8.E5,1.E6,1.5E6,2.E6,3.E6,
 *4.E6,5.E6,8.E6,1.E7,1.5E7,2.E7,3.E7,6.E7,8.E7,1.E8/,
 *Q /0.64,0.32,0.213,0 16,0.128,0,107,0.092,0.08,0,071,0,064,0,058,
 *0.053,0,049,0.046,0.043,0.04,0.038,0.036,0,034,0.032,0.034,0.04,
 *0.04,0,038,0.036,0.033,0,032,0.028,0.026,0,024,0.022,0.021,0,02,
 *0.019,0,018,0.017,0.016,0.015,0.014,0.013,0.013,0.012,0,012,
 *0.011,0.011,0.01,0,01,0.009,0.09,0,008,0.008,0.008,0.007,0,007,
 *0.006,0,006/,TA/0.,5.,10,,20.,30.,40.,50.,60.,70.,80.,90.,100./,
 *A1/0.,0,15,0.28,0.53 0.65,0.73,0.78,0.82,0.84,0.87,0,87,0.87/,
 *B1/0.,0,08,0.016,0,31,0.4,0.47,0.52,0.55,0.58,0.59,0.61,0.63/,
 *RK/0.0,0.01,0,02,0.03,0.05,0,06,0,08,0 12,0.16/,
 *SI/0.5,0.43,0.36,0,31,0.26,0,2,0.15,0.09,0,06/
  INTEGER ZS,PETHYS,Z
6   READ (5,1,END=5) K,K1,ZS(K,K1),ISREDS,
 *DS (K),AL0S(K,K1), DES(K),HS (K),TSK (K),RD(K,K1),P0,TNATHS(K,K1),
 *V0,PZ
1   FORMAT (4I2/10F8.4)
    AL0=AL0S(K,K1)
    DE=DES(K)
    H=HS(K)
    D=DS(K)
```

---

* Единицы физических величин при кодировании привести в соответствие с ГОСТ 8.417-81.

```
      T=TSK(K)
      Z=ZS(K,K1)
      R =RD (K,K1)
      F=3,14*DE*D
      G1=(F*SQRT(9.8*PØ*(1-PZ*PZ/PØ/PØ)/VØ))*3,6E-4
      GØ=G1
 2Ø   G1=(GØ+G1)/2,
      WØ=(G1*VØ/F)/3.6E-6
      IF(ISREDS.EQ.1) RNU=BK(PØ,TNATHS(K,K1),BD)
      IF(ISREDS.EQ.Ø.) RNU=(13,2+(TNATHS(K,K1)*Ø,1))*1.E-6
      RE1=(WØ*2*DE/RNU)*1.E-3
      CALL NKINT (RE1,Q1,RE,Q,56,IER)
      IF(T.GT.H) S=2*T+1
      IF(T.EQ.Ø) S=1ØØ.*DE
      IF(T.LE.H) S=T
      TA1 =S/DE
      CALL NKINT(TA1,A11,TA,A1,12,IER)
      CALL NKINT(TA1,B11,TA,B1,12,IER)
      ALZ=ALØ/Z-T
      RK1=R*2/DE
      IF(RK1.GE.Ø.2)GO TO 1ØØ
      CALL NKINT(RK1,SI1,RK,SI,1Ø,IER)
      GO TO 1Ø1
1ØØ   S11=Ø,Ø3
1Ø1   GYPLS(K,K1) =3,6E-4*(F*SORT((9,8*PØ*(1-PZ*PZ/PØ/PØ))/(VØ*Z*(A11*
     *SI1+B11+G1*ALZ/ 2/DE))))
      GØ=G1
      G1=GYPLS(K,K1)
      IF(ABS((GØ-G1)/G1).GT.Ø.Ø1) GO TO 2Ø
2ØØ   FORMAT (1H , 5X,'ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА'/3X,'ПРОТЕЧЕ
     *ЧЕК ЧЕРЕЗ УПЛОТНЕНИЯ ШТОКОВ КЛАПАНОВ')
 21   FORMAT (1ØX,'   K=',I2/1ØX,'   K1=',I2/1ØX,'   Z=',I2/13X,'ISREDS=
     *',I2/1ØX,'   D=',F8.4,'ММ' /1ØX,'   ALØ=',F8.4,'ММ'/
     *1ØX,'   DE=',F8.4,'ММ'/
     *1ØX,'   H=',F8.4,'ММ'/
     *1ØX,'   T=',F8.4,'ММ'/
     *1ØX,'   RD=',F8.4,'ММ'/
     *1ØX,'   PØ=',F8.4,'КГ/СМ2'/
     *1ØX,'   TNATHS=',F8.4,'ГРАД'/
     *1ØX,'   VØ=',F8.4,'М3/КГ'/
     *1ØX,'   PZ=',F8.4,'КГ/СМ2' )
      WRITE(6,2ØØ)
      WRITE(6,21)K,K1,ZS(K,K1),ISREDS,DS(K),ALØS(K,K1),DES(K),HS(K),
     *TSK(K),RD(K,K1),PØ,TNATHS(K,K1),VØ,PZ
      WRITE (6,3Ø)K,K1,G1
  3Ø  FORMAT(3X, 'РАСХОД G (',I2,',',I2,')=',G12.6,'Т/Ч')
      GO TO 6
 5    STOP
      END
```

ПРИЛОЖЕНИЕ 4

Справочное

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г. Н. Турбулентные свободные струи жидкостей и газов. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1948.

2. Баулин К. К. Испытания лабиринтных уплотнений. — Труды ВИГМ, вып. 10 — М., 1940.

3. Бубенцов А. М. К вопросу теоретического и экспериментального исследования лабиринтовых уплотнений. — В кн.: Машиностроение и металлургия Кировского завода. — Л.: Машиностроение, 1970.

4. Гуревич М. И. Теория струй идеальной жидкости. — М.: Физматгиз, 1961.

5. Дейч М. Е., Самойлович Г. С. Основы аэродинамики осевых турбомашин. — М.: Машгиз, 1959.

6. Жуковский Н. Е. Видоизменение метода Кирхгофа. — Труды ЦАГИ, вып. 41. — М.: Государственное техническое издательство, 1930.

7. Зальф Г. А., Звягинцев В. В. Тепловой расчет паровых турбин. — М. — Л.: Машгиз, 1961.

8. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. — М.: Госэнергоиздат, 1960.

9. Лопатицкий А. О. Исследование типовой ступени высокого давления ЛМЗ в экспериментальной воздушной турбине. — В кн.: Исследование элементов паровых и газовых турбин и осевых компрессоров. — Труды ЛМЗ, вып. 6. — Л.: Машгиз, 1960.

10. Майхровский А. А. Расчет наивыгоднейших чисел гребешков в отсеках концевых уплотнений паровых турбин. — Энергомашиностроение, 1958, № 4.

11. Нейбер Г. Концентрация напряжений — М. — Л.: ОГИЗ — ГИТТЛ, 1947.

12. Орлик В. Г. Исследование задеваний в уплотнениях турбин. — Электрические станции, 1966, № 2.

13. Орлик В. Г. О рациональном выборе радиальных зазоров и люфтов сегментов в лабиринтовых уплотнениях паровых турбин. — Труды ЦКТИ, 1967, вып. 47.

14. Орлик В. Г. О влиянии тепловых канавок на напряжение в роторе турбины. — Энергомашиностроение, 1968, № 11.

15. Орлик В. Г. Задачи о концентрировании струй и их применение к лабиринтовым уплотнениям турбомашин. — Журнал прикладной механики и технической физики, 1979, № 5.

16. Орлик В. Г. Уточненная теория и расчет протечек в лабиринтовых уплотнениях турбомашин. — Энергомашиностроение, 1977, № 9.

17. Раздолин М. В. Уплотнения авиационных гидравлических агрегатов. — М.: Машиностроение, 1965.

18. Траупель В. Тепловые турбомашины. Т. 1. — М. — Л.: Госэнергоиздат, 1961.

19. Трояновский Б. М. Расход пара через лабиринтовые уплотнения паровых турбин. — Известия ВТИ, 1950, № 1, с. 19.

20. Чаплыгин С. А. О газовых струях. — М. — Л.: ГИТТЛ, 1949.

21. Шляхтенко С. М. Эффективность различных форм уплотняющих лабиринтов. — Обзорный бюллетень авиамоторостроения, 1947, № 2—3.

22. Щегляев А. В. Паровые турбины. — М.: Энергия, 1976.

23. Egli A. — Trans ASME, 1935, № 3.

24. Fuchs H. — Konstruktion, 1961, № 1.

25. Groddeck K. H. — Forschung Ing-Wes, 1957, № 5.

26. Martin P. — Wärme, 1971, № 5.

27. Mises R. Berechnung von Ausfluß- und Überfallzahlen. — Zd. VDI, 1917, № 61.

28. Trutnowsky K., Komotori K. Berührungsfreie Dichtungen. Berlin, Springler Ferlag, 1980.

29. Winkler H. — Energie-Technik, 1958, № 9, 10, 12.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. **РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН** *Научно-производственным объединением* **по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И. И. Ползунова (НПО ЦКТИ)**

ИСПОЛНИТЕЛИ:

В. Г. Орлик, канд. техн. наук (руководитель темы); **В. Е. Рохлин; И. А. Оксман**

2. **УТВЕРЖДЕН** указанием Министерства энергетического машиностроения от 17.12.86 № СЧ-002/9407

3. **ВЗАМЕН РТМ 24.020.33—75 введен как рекомендуемый**

4. **ССЫЛОЧНЫЕ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКИЕ ДОКУМЕНТЫ**

Обозначение НТД, на который дана ссылка	Номер пункта, подпункта, перечисления, приложения
ГОСТ 492—73	3.4.2
ГОСТ 931—78	3.4.2
ГОСТ 2208—75	3.4.2
ГОСТ 4543—71	3.4.2
ГОСТ 5187—70	3.4.2
ГОСТ 5582—75	3.4.2
ГОСТ 5632—72	3.4.2
ГОСТ 8.417—81	Приложение 3
ГОСТ 8479—70	3.4.2
ГОСТ 15527—70	3.4.2
ГОСТ 19903—74	3.4.2
ГОСТ 19904—74	3.4.2
ОСТ 1 12605—76	2.2.2, 3.2.4
ОСТ 108.021.110—84	3.7.1
РТМ 24.020.13—72	6.5.2
РТМ 108.002.135.83	6.4.3
РТМ 108.020.15.86	3.4.2
РТМ 108.020.16—83	2.1.2
РТМ 108.020.118—77	5.1.1.3
РТМ 108.021.05—82	2.2.3
РТМ 108.021.08—86	5.3.1.2
РТМ 108.021.103—85	3.5.4
РТМ 108.021.104—77	2.1.2, 3.7.2
МТУ 84—66	3.4.2
ТУ 0337.001	3.4.2

СОДЕРЖАНИЕ

1. Исходные сведения о лабиринтных уплотнениях 1

1.1. Назначение 1
1.2. Принцип действия 1
1.3. Классификация 1

2. Выбор типа уплотнения 2

2.1. Определяющие размеры 2
2.2. Типы уплотнений 3
2.3. Прямоточное уплотнение 5
2.4. Ступенчатое уплотнение с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями 5
2.5. Ступенчатое уплотнение с выступами и увеличенным числом коротких гребней 5
2.6. Комбинированное ступенчатое уплотнение с чередующимися гребнями ротора и статора 6
2.7. Гарантированно-бесконтактное уплотнение 6

3. *Конструкция уплотнений с радиальными зазорами* 7

3.1. Требования надежности 7
3.2. Конструкция уплотнительных элементов 7
3.3. Размеры уплотнительных гребней 9
3.4. Материалы уплотнительных гребней 9
3.5. Термокомпенсационные канавки на валу 10
3.6. Гибкие уплотнения 11
3.7. Конструкция и температурные деформации корпусных деталей . . . 12

4. Уплотнения лопаточного аппарата 16

4.1. Общие положения 16
4.2. Надбандажные уплотнения 16
4.3. Межвенцовые уплотнения 18
4.4. Контроль состояния периферийных уплотнений 19

5. Расчет протечек 19

5.1. Течение в зазоре 19
5.2. Течение за гребнем 21
5.3. Расчетные формулы 28
5.4. Расчет щелевых уплотнений 35
5.5. Расчетное сравнение различных уплотнений 37
5.6. Неучтенные факторы 37

6. Схемы концевых уплотнений 39

6.1. Принципы проектирования 39
6.2. Промежуточные отсосы пара из уплотнений 40
6.3. Подвод уплотняющего пара 43
6.4. Отсос паровоздушной смеси 43
6.5. Течение в камерах между отсеками и в трубопроводах уплотнений 43
6.6. Рекомендуемые схемы концевых уплотнений 44
6.7. Контроль состояния и работы концевых уплотнений 45

Приложение 1. Пример использования РТМ 48

Приложение 2. Программа проектирования и расчета лабиринтов 50

Приложение 3. Программа расчета протечек через штоки клапанов паровых турбин 67

Приложение 4. Список литературы 69

Информационные данные 70

Редактор *Л. П. Коняева*

Технический редактор *А. Н. Крупенева* Корректор *Л. А. Крупнова*

Сдано в набор 02.02.88. Подписано к печ. 21.09.88. Формат бум. 60×90 1/8.
Объем 9 печ. л. Тираж 450. Заказ 133. Цена 1 р. 35 к.

НПО ЦКТИ. 194021, Ленинград, Политехническая ул., д. 24

gost.e-ecolog.ru