

6
А-3

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ РСФСР

МОСКОВСКИЙ ордена ЛЕНИНА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

П. Е. ЛЫСЕНКО

На правах рукописи

**ГИДРАВЛИКА ПОВОРОТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ЗАТВОРОВ И ИХ ПРИМЕНЕНИЕ В
ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЯХ**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Введение

Бурное развитие социалистической промышленности в последние годы и еще более грандиозные перспективы такого развития, намеченные XXI съездом партии и июньским Пленумом ЦК КПСС, ставят целый ряд новых задач перед гидротехническим строительством как в области гидросооружений ГЭС, так и в области гидросооружений для нужд ирригации, водоснабжения и промышленного водозабора. Решение их должно быть направлено по пути ускорения и удешевления строительства сооружений, повышения надежности и простоты эксплуатации и возможно полной автоматизации.

К числу таких задач можно отнести, в частности, задачу совершенствования затворов водопроводящих отверстий гидросооружений, улучшения их гидравлических, конструктивных и технологических характеристик.

В этой связи представляется целесообразным, а в ряде случаев и совершенно необходимым, обратиться к разработке и исследованию новых типов затворов для вновь проектируемых сооружений.

Настоящая работа посвящена исследованию гидравлических характеристик и анализу возможных вариантов применения в гидросооружениях некоторых новых в отечественной практике типов затворов, объединенных под общим названием «поворотных цилиндрических». Работа выполнена в 1955—58 гг. на кафедре гидротехнических сооружений Московского энергетического института.

Собранные многочисленные экспериментальные материалы и данные по запроектированным и выполненным поворотным цилиндрическим затворам, не исчерпывая, безусловно, всего имеющегося в этой области, позволяют, тем не менее, уже сейчас сделать совершенно определенные выводы и рекомендации по исследуемому вопросу.

Работа состоит из трех разделов (глав) и приложения. В главе I приводятся данные по истории развития конструктивных решений в области поворотных цилиндрических затворов,

сравнение их с ныне применяемыми затворами, обоснование и постановка основных задач работы.

В главе II приводятся, кроме кратких сведений методического характера, экспериментальные данные и способы гидравлического расчета поворотных цилиндрических затворов.

В главе III рассмотрено применение поворотных цилиндрических затворов в водоводах гидросооружений различного назначения и вопросы автоматизации закрытия таких затворов.

В заключение резюмируются основные выводы и намечаются пути дальнейшей работы в области поворотных цилиндрических затворов.

Приложение содержит подробные данные по экспериментальной установке, обоснование методики исследований и расчетов, а также расчет моментов на оси затвора и характеристик его автоматического закрытия.

1. ПОВОРОТНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗАТВОРЫ И ИХ ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

Применяемые ныне системы затворов напорных водоводов гидросооружений обладают рядом более или менее общих недостатков, среди которых надо особо отметить:

1. Наличие у большинства затворов относительно большого гидравлического сопротивления при полном открытии.

2. Малое увеличение коэффициента гидравлического сопротивления всех затворов в первой половине закрытия и резкое — во второй (что неблагоприятно с точки зрения регулирования расхода, гидравлического удара и пр.).

3. Плохая работа затворов при частичных открытиях ввиду развития кавитации и вибрации конструкций.

4. Значительные габариты большинства затворов и потребных эксплуатационных помещений.

Сказанное отражено на черт. 1.

Системы затворов, основанные на применении поворотных цилиндров, имеющих вырез по форме сечения водовода для прохода воды и перекрывающих водовод боковой поверхностью свободны, при соответствующем исполнении, от всех или большинства перечисленных недостатков. Ниже такие затворы названы «поворотными цилиндрическими», и некоторые их схемы приведены на черт. 1, откуда видно, что в отношении габаритов затворов и особых помещений для

управления ими поворотные цилиндрические затворы уступают только дроссельным, а по размеру вдоль оси водовода — также плоским затворам и задвижкам.

Впервые предложение поворотного цилиндрического затвора было сделано в 1908 г. в Германии для клинкетов шлюзовых ворот [21]. В 1929 г. там же появилось описание [18,22] «двухвальцевого» затвора (тип «Е» черт. 1), исследованного на модели и примененного в натуре на шлюзе канала Одер-Шпрее при диаметре трубопровода 2 м. Затвор показал на модели и в натуре хорошие гидравлические и эксплуатационные качества. В период 1920—1945 гг. в зарубежной патентной литературе появилось большое число схем поворотных цилиндрических затворов, как глубинных, так и поверхностных. Ряд из них был осуществлен практически.

Большинство указанных предложений относится к оборудованию судоходных шлюзов: опускные ворота, клинкеты, затворы водопроводных галерей. Все авторы при этом указывают на сравнительную простоту конструкций затворов, их хорошую регулируемую способность и устойчивость против вибрации и кавитации.

Особо следует отметить получившие значительное развитие в 30-х годах за рубежом т. н. «задвижки Чапман» — схема «Г» черт. 1, использовавшиеся как в трубопроводах малого диаметра, так и в трубопроводах гидросооружений диаметром до 2 м. В последнее время такие затворы осуществлены и работают на многих сооружениях в частности — на одной из ГЭС в Афганистане [19,20].

В отечественной литературе затвор типа «Е» черт. 1 в 1951 г. упоминается Качановским [4] и в 1952—53 гг. Абелевым [1, 2, 3], которым также предложена и исследована схема «Б» черт. 1 при закрытии затвора цилиндрической поверхностью в сторону верхнего бьефа. Впервые вопрос о практическом применении таких затворов в отечественной практике был серьезно поставлен чл.-корр. АН СССР проф. Б. К. Александровым и инж. Н. А. Егоровым при проектировании блока Пермской ГЭС с горизонтальным гидроагрегатом (затвор типа «Бг» «Дг», черт. 1).

Длина проточной части горизонтального агрегата Пермской ГЭС оказалась больше, чем соответствующий размер блоков с вертикальными агрегатами. Поэтому установка перед горизонтальным агрегатом плоских аварийно-ремонтных затворов потребовала бы удлинения бычков верхнего

бьефа, выноса решеток вперед, устройства специальной сорочистой машины и так далее, т. е. удорожания блока. Установка поворотных цилиндрических затворов в каждом из двух подводящих водоводов турбины позволила избежать удорожания блока, уменьшить потери напора на вход в блок и обеспечить надежную аварийную остановку агрегата.

Затворы Пермской ГЭС (тип «Дг» и «Бг» черт. 1) представляют собой сварные цилиндры диаметром 2,8 ÷ 3,0 м с зазорами между цилиндрами и закладными частями до 80 мм. В зазорах расположены уплотнения затвора. Водоводы турбины, расположенные с двух сторон от шахты генератора, имеют уменьшающуюся вниз по течению площадь поперечного сечения. В зоне установки затвора закон изменения сечений по длине соответствует примерно конусу с углом при вершине, равным 31°.

Исследование такой схемы проведено в 1954 г. в ЛПИ имени Калинина, а также автором в 1956 г.

Имеющийся в диссертации материал показывает, что поворотные цилиндрические затворы:

1. Имеют простую и весьма жесткую конструкцию, обладающую положительными статическими свойствами трубообразных балок, с успехом примененных в нашей стране на ряде затворов (Дзора ГЭС и др.).

2. Могут быть сконструированы для любой практически встречающейся формы поперечного сечения водовода.

3. Могут применяться в широком диапазоне напоров, в том числе в высоконапорных трубопроводах (успешные испытания «двухвальцового» затвора — черт. 1 «В» проводились при напоре 100 м).

4. Могут подвергаться механической станочной обработке, что повышает класс точности их изготовления и монтажа.

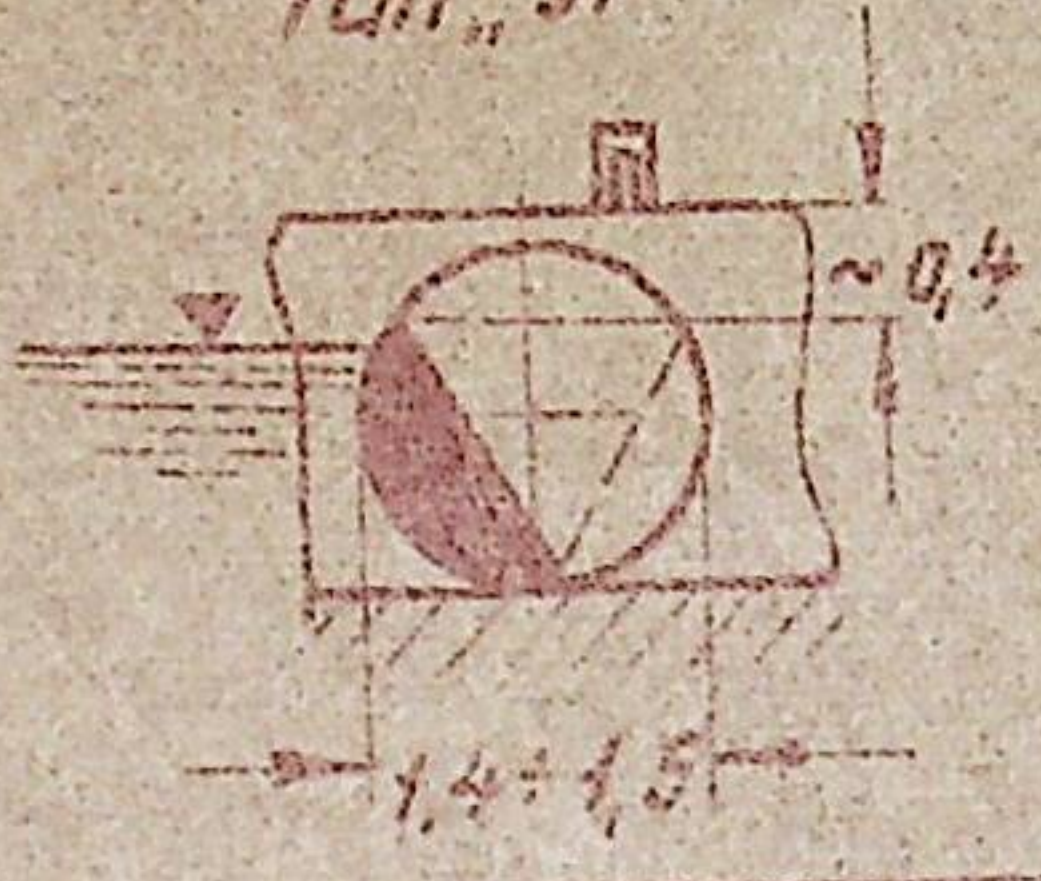
Все это позволило в 1953 г. включить поворотные цилиндрические затворы в технические условия Министерства электростанций (ТУ-29-53) [12].

Однако, материалы, приведенные в указанных ТУ, являются недостаточными для проектирования поворотных цилиндрических затворов, так как не дают возможности провести их полный гидравлический расчет.

В связи с изложенным представляется вполне естественным интерес к гидравлическим характеристикам поворотных цилиндрических затворов, исследованию которых посвящена вторая глава.

Поверхностные затворы размеры в долях напора H

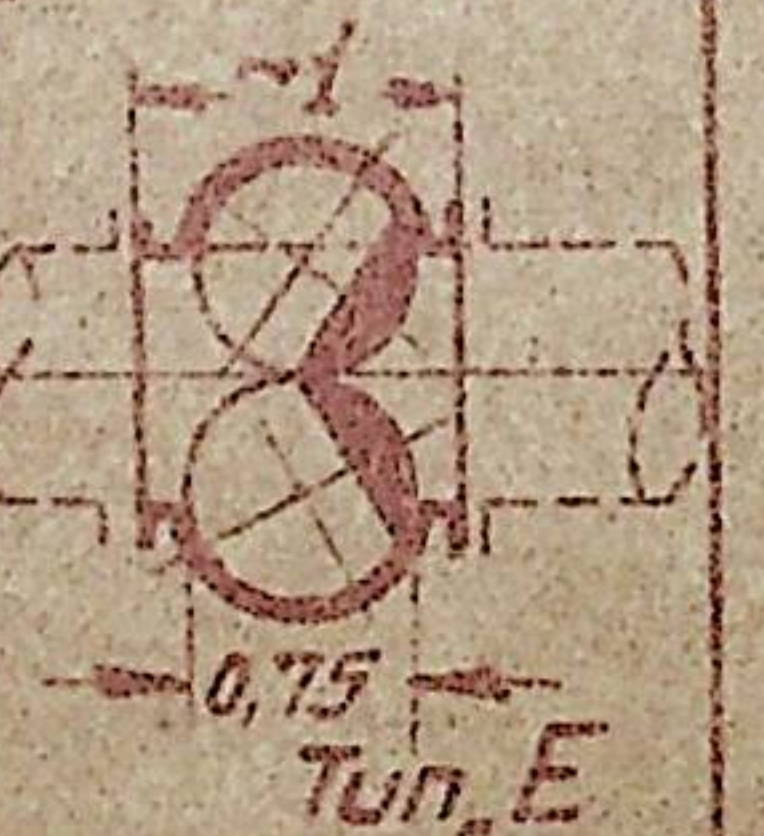
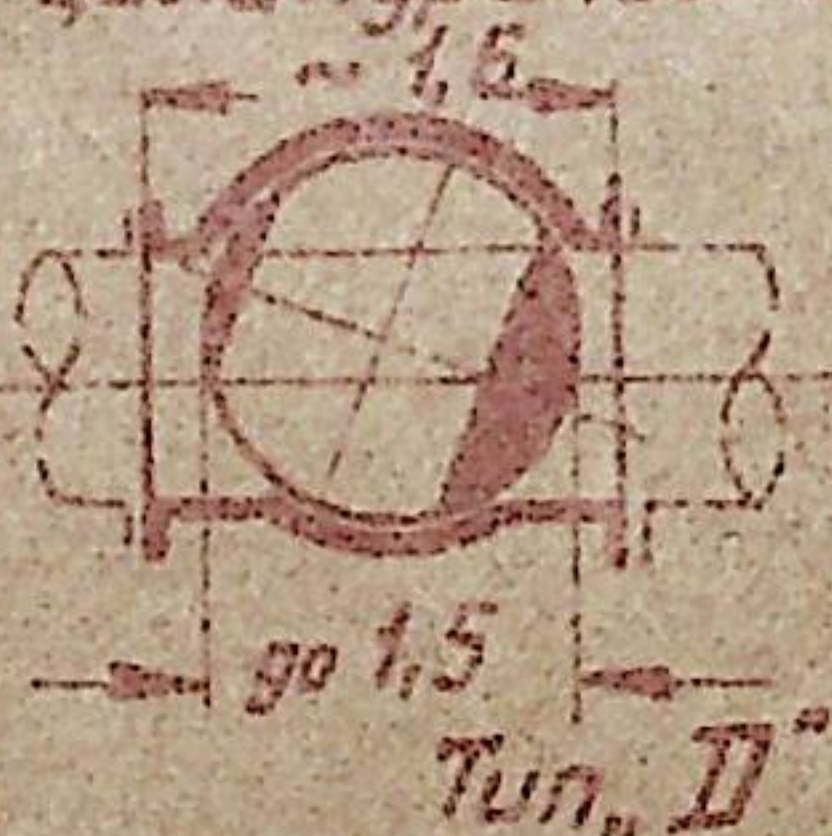
Поворотный цилиндрический тип „А“



Глубинные затворы размеры в долях L



Шибровые цилиндрические

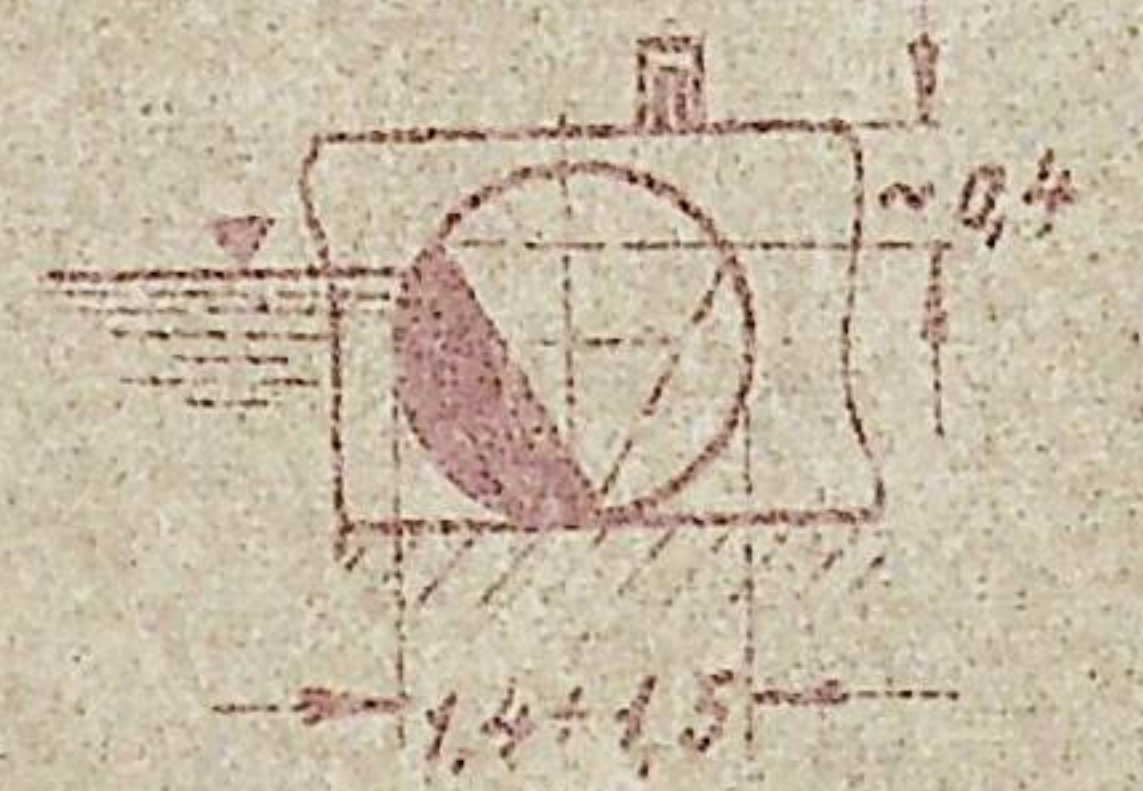
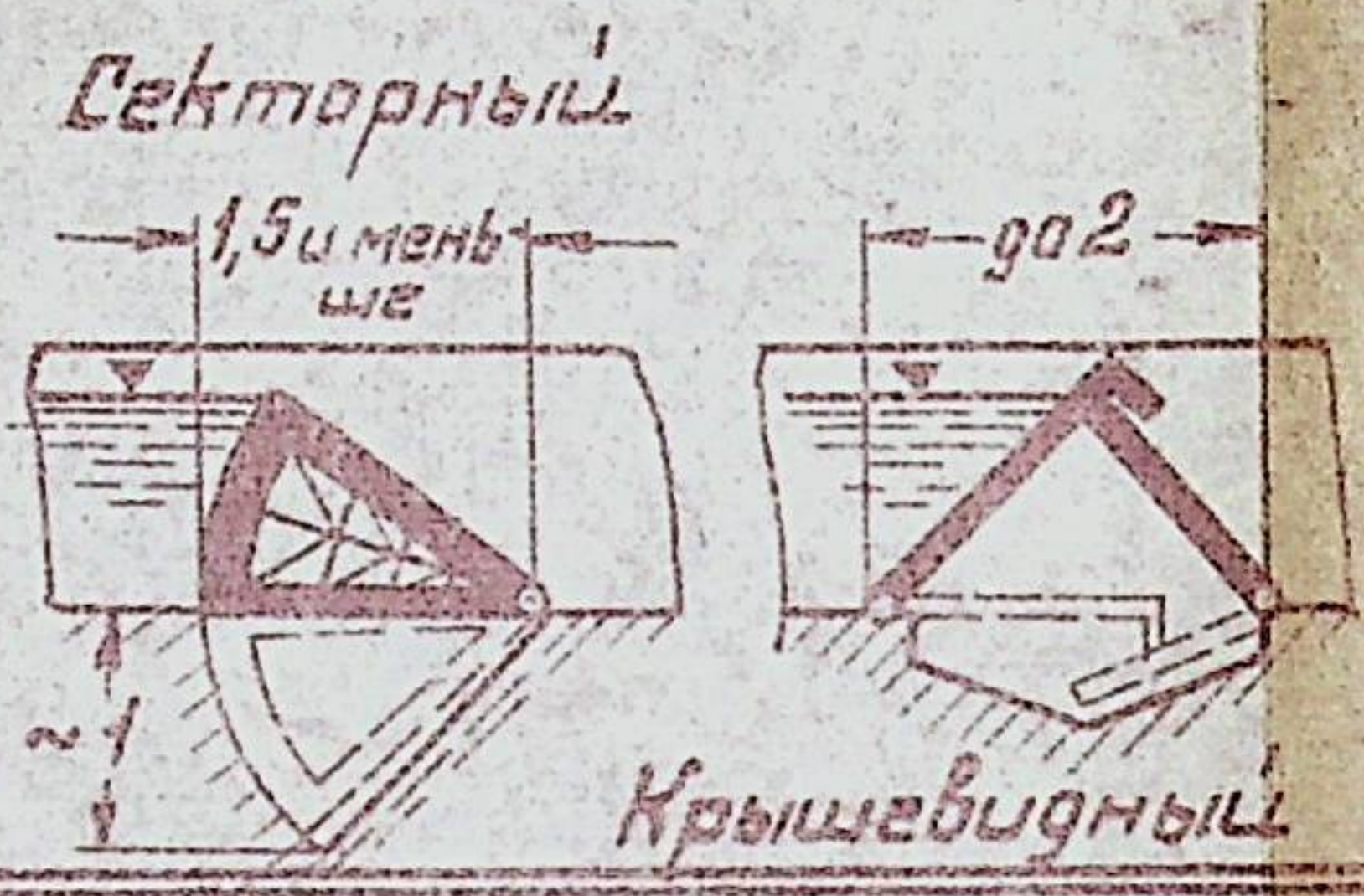
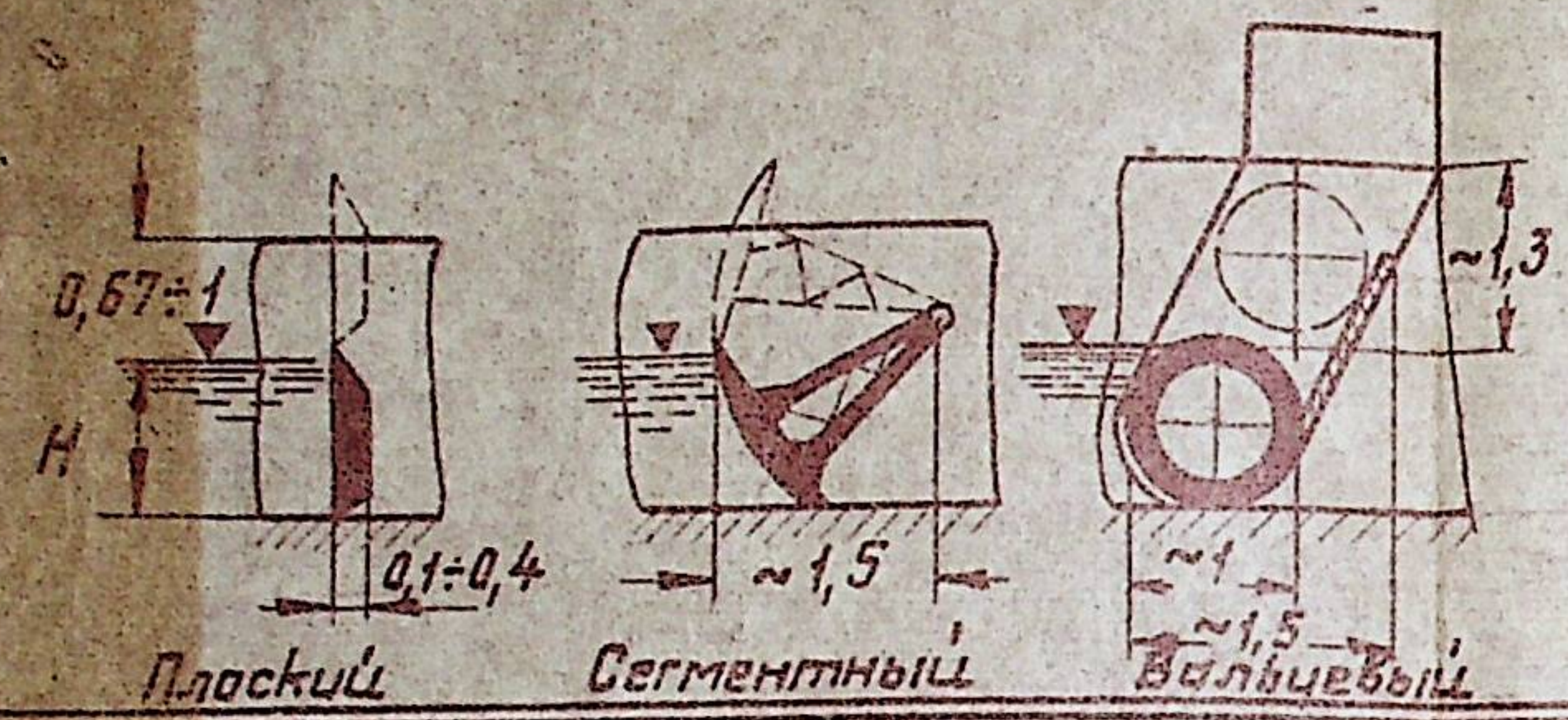


Подводные произвольное по ЕФ



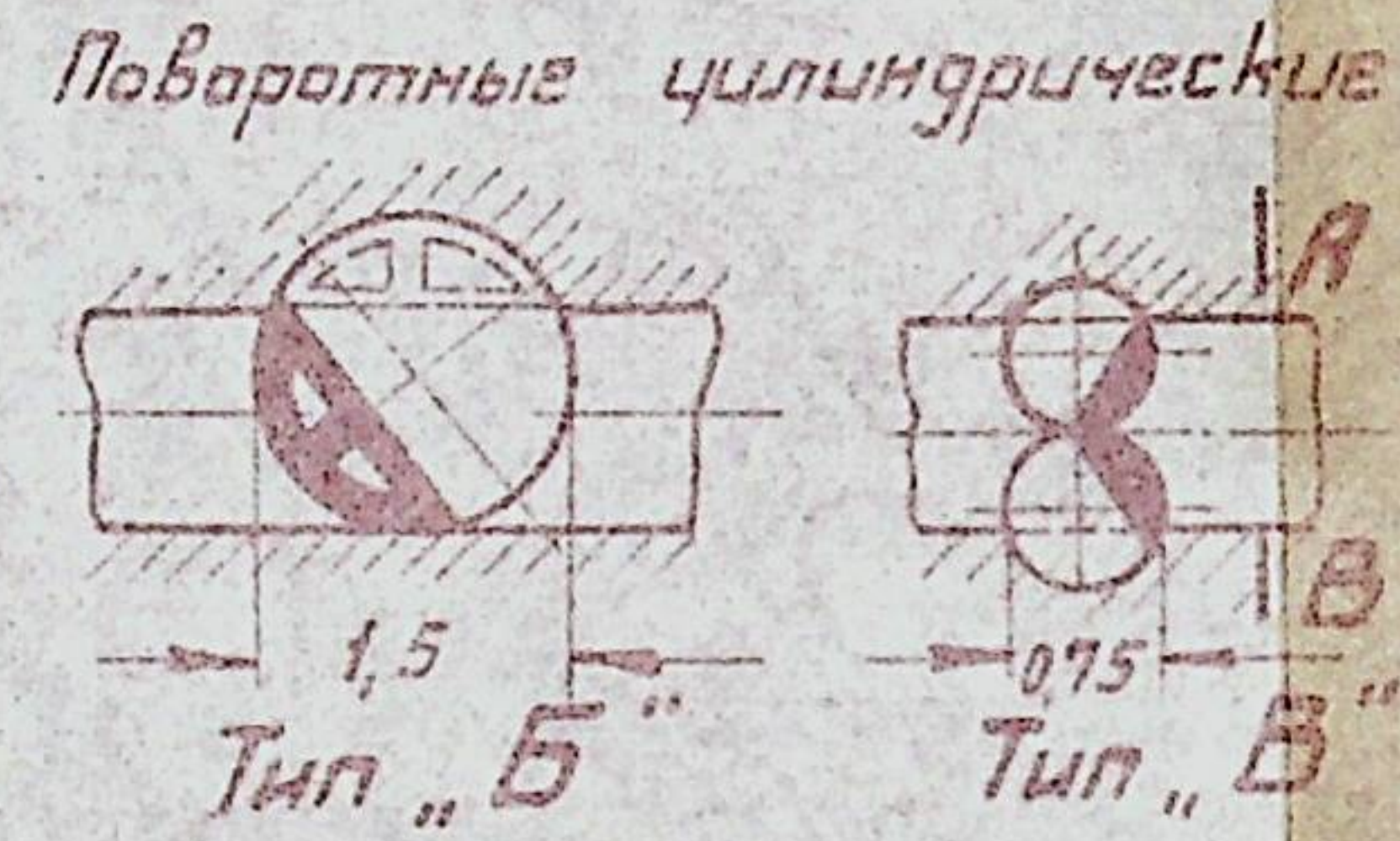
Поворотный цилиндрический тип "А"

Поверхностные затворы размеры в долях H



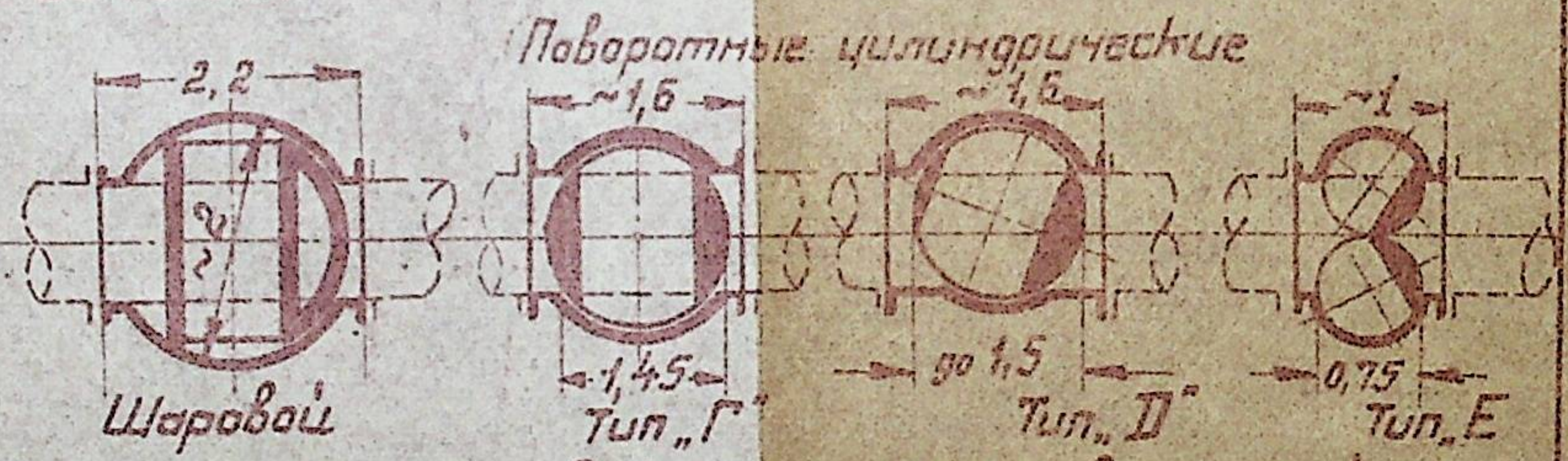
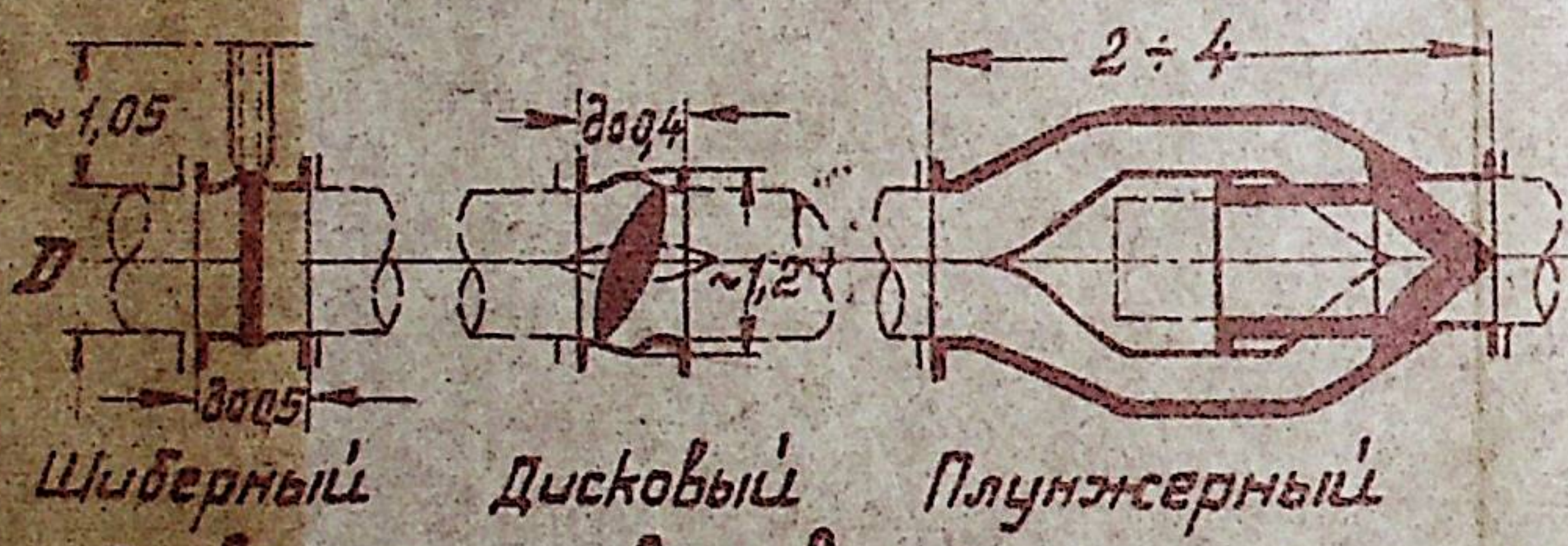
Водоводы прямоугольного сечения

размеры в долях L



Водоводы круглого сечения

размеры в долях D



Подводящие водоводы горизонтальных гидраагрегатов (сечение произвольное)



Глубинные затворы

І ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПОВОРОТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАТВОРОВ

а) Распределение давлений по поверхности рабочего тела затвора

Экспериментальному исследованию подвергалось распределение давлений по поверхностям рабочего тела, обтекаемым основным потоком воды в водоводе, т. е. исключая зазоры между цилиндрической поверхностью затвора и закладными частями, так как показано (см. ниже), что в принятых масштабах ($\frac{1}{5}$ и $\frac{1}{25}$ Н. В. по отношению к затворам Пермской ГЭС) гидравлический режим зазоров не моделируется. В диссертации приводятся безразмерные эпюры гидродинамического давления для затворов типа «Б», «В», «Бг» и «Дг» (черт. 1).

Характер распределения давлений по исследованным типам затворов при частичных открытиях весьма сложен и, в подавляющем большинстве случаев, не поддается теоретическому расчету. Рассмотрение эпюр давления показало, что с точки зрения получения более устойчивых и больших по величине моментов на оси затвора, равно как и с точки зрения некоторого уменьшения нагрузок на затвор, закрытие затворов «Бг» и «Б» цилиндрической поверхностью в сторону нижнего бьефа представляется более интересным и обещающим, чем противоположное закрытие. В затворах типа «Дг» направление закрытия в смысле характера распределения давлений, вероятно, мало существенно. При частичных закрытиях затворов «Дг» происходит быстрое выравнивание давлений с увеличением закрытия как по поверхностям внутреннего канала, так и по низовой поверхности в вертикальных и, особенно, в горизонтальных сечениях.

Пересчет давлений, измеренных на модели, в натуру возможен, строго говоря, при полном геометрическом подобии модельного и натурального затвора и блока ГЭС и приводится по формуле [8]:

$$\Delta h_n = \Delta h_m \lambda_Q^2 \lambda_l^{-4}, \quad (1)$$

где

Δh — разность пьезометрических уровней, в верхнем бьефе на подходе к блоку и в данной точке поверхности затвора;

бьефа,
очистно
новка
двух
удорож
и обесп
Зат
ставляк
зазорам
80 мм.
турбин
имеют
ного
сечени
вершин
Исс
имени
Име
поворо
1. И
дающе
образн
ряде з
2. I
встреч
3. I
том чи
тания
при на
4.
что по
Вс
дричес
троста
Од
ются
дриче
их по
В
ным
цилин
втора

$\lambda_Q = \frac{Q_K}{Q_M}$ — масштаб расходов воды;

$\lambda_l = \frac{L_K}{L_M}$ — масштаб линейных размеров.

Индексы «М» и «Н» — соответственно, «модель» и «натура».

Однако, рассмотрение формы эпюр давлений показало, что для затворов «Бг» и «Дг» (черт. 1) распространение результатов модельных испытаний на натурные затворы возможно даже в том случае, когда геометрическое их подобие модельным затворам в направлении, параллельном оси вращения, не соблюдается для средней части затвора, где форма поперечных сечений приблизительно постоянна по высоте. При этом подобие форм горизонтальных сечений, отсутствие искажения затвора по вертикали в верхней и нижней части, где сечения резко меняются, и постоянство на модели и в натуре характера изменения площади сечений водопроводящего канала по течению является, тем не менее, обязательным.

Путем обработки опытных данных получены формулы и графики, которые позволяют вести расчет распределения давлений на затвор «Б» не прибегая к опыту. Пример такого расчета и графиков — см. [6,9].

Установлено, что при обтекании потоком плоской поверхности затвора «Бн» наблюдается подобие обтекания на всех углах поворота в интервале $10^\circ \leq \alpha \leq 120^\circ$. Гидравлические потери на верховой части затвора «Бн» удалось выделить из общих потерь, причем оказалось, что потери напора на трение, начиная с $\alpha = 10^\circ$, пренебрежимо малы в сравнении с инерционными потерями напора. В работе показано, что в самом первом приближении, при сохранении геометрического подобия входных условий, результаты испытаний затвора типа «Б» можно распространить на соответствующие положения затвора типа «А», приняв за линию отсчета пьезометрических уровней и перепадов Δh для затвора «А» гидростатическую эпюру давления и принимая, что Δh_{\max} есть заглубление нижней кромки затвора пор уровень верхнего бьефа для неподтопленного затвора и действующий напор — при подтоплении.

Данные по распределению давлений позволяют также вычислить кавитационные коэффициенты затвора для любого его положения и любой точки его поверхности, для которых давления известны, т. е. найти те максимальные безразмерные

ординаты понижения гидродинамического давления, которые определяют начало массовых кавитационных явлений [15].

б) Гидродинамические моменты на валу поворотных цилиндрических затворов

Возникновение гидродинамического момента на валу поворотных цилиндрических затворов связано с наличием гидродинамического градиента давления вдоль по течению потока во внутреннем канале затвора. Градиент давления имеет место во всех случаях при частичном открытии затвора, а в случае, если водовод в месте установки затвора имеет переменную по течению площадь поперечного сечения или изгиб оси — и при полном открытии. В общем случае гидродинамический момент может быть представлен в виде

$$M_{zd} = C_m \frac{\rho Q^2}{R}, \quad (2)$$

где

ρ — плотность жидкости;

Q — объемный расход;

R — радиус цилиндра затвора или другой характерный линейный размер;

C_m — постоянный коэффициент, зависящий от:

а) формы затвора и водовода;

б) открытия затвора;

в) выбора размера R .

В диссертации показано, что в прямолинейных водоводах постоянного сечения при частичных открытиях затвора на него всегда действует гидродинамический момент в сторону закрытия. На открытый затвор в этом случае момент не действует. В криволинейных водоводах и водоводах переменного сечения на валу открытого затвора имеется момент, не равный нулю. Закономерности изменения при частичных закрытиях в этом случае в общем те же, что и в прямолинейном водоводе постоянного сечения. Однако, момент, равный нулю, в этом случае имеет место при некотором частичном открытии затвора, соответствующем равномерному распределению давлений по его нецилиндрическим поверхностям. При закрытии затворов во всех случаях момент при некотором открытии имеет максимум, превышающий момент на валу открытого затвора (см. также [7] и [9]).

Указанные положения проверены и подтверждены опытами. В частности, в диссертации приведены зависимости коэффициента момента C_m от угла поворота затвора для поворотных цилиндрических затворов типов «Б», «В», «Бг», «Дг» и «Е», полученные опытами автора и собранные в литературе, которые могут быть использованы для расчета затвора и его привода.

Анализом имеющихся материалов установлено, что определение моментов расчетным путем возможно:

а) для частичных открытий — на основании опытных данных по распределению давлений;

б) для полного открытия — исходя из предположения о потенциальном течении.

В последнем случае теоретический расчет обнаруживает удовлетворительное совпадение с опытными данными ($\pm 10\%$).

Влияние конфузурности водовода на зависимость моментов от открытия может быть приближенно оценено расчетным путем не только при полном, но и при частичном открытии затвора.

Для практических расчетов по определению моментов на валу поворотных цилиндрических затворов получены путем обработки опытных данных зависимости для затворов «Б» и «В» в прямоугольном водоводе постоянного и переменного сечения для любых открытий. Для затворов «Б» и «Д» при полном открытии в водоводах круглого и прямоугольного сечения конфузурных и с изогнутой осью водовода соответствующие формулы выведены теоретически. Некоторые из них приведены также в литературе [7].

Рассмотрение моментов на валу затвора типа «А», для которого соответствующие формулы также выведены, показало, что при каждом горизонте воды в верхнем бьефе затвор имеет свое совершенно определенное равновесное положение, когда момент равен нулю. Это обстоятельство может быть использовано для автоматического регулирования таким затвором уровня верхнего бьефа плотин.

в) Гидродинамические нагрузки на поворотные цилиндрические затворы

Гидродинамические нагрузки на исследованные затворы определены на основании обработки эпюр распределения давлений для тех типов затворов, для которых данные по распределению давлений были получены (см. выше п. «а»).

При определении нагрузок на поворотные цилиндрические затворы была разработана методика учета режима работы турбины, явлений кавитации и гидравлического режима потока воды в зазорах между рабочим телом натурального затвора и закладными частями.

Учет режима работы турбины [8]

Расход воды через затвор определяется как открытием самого затвора, так и режимом работы турбины.

Расход блока можно выразить, как в любой напорной системе

$$Q = \frac{\omega}{\sqrt{1+\zeta}} \sqrt{2gH}. \quad (3)$$

Для раскрытия уравнения (3), пользуясь данными турбины и затвора, допустим:

1. Турбинная характеристика получена испытанием турбины в блоке ГЭС, подобном данному, но без затворов.

2. Коэффициент гидравлического сопротивления модельного направляющего аппарата равен коэффициенту сопротивления натурального.

3. При постоянном открытии направляющего аппарата поток воды, подводимый к рабочему колесу, всегда кинематически подобен самому себе.

Третье допущение не является строгим. Не все гидродинамические решетки дают поток на выходе независимым по структуре от потока на входе. Однако несомненно, что все они существенно исправляют поток; стремясь его стабилизировать в заданном направлении. Если же поток перед рабочим колесом будет несколько отклоняться от заданного лопатками направления ввиду резких возмущений на входе, то это приведет к понижению к.п.д. и увеличению коэффициента гидравлического сопротивления турбины, а значит, расход воды, определенный с учетом введенного предположения, будет несколько завышен, что пойдет в запас расчетной величины нагрузок на затвор.

Турбина всегда может быть представлена в виде гидравлического сопротивления, которое определяется по ее характеристике и постоянно для любого изогонального режима:

$$\zeta_T = \frac{2g\omega^2}{(Q_1^1)^2 D_1^4} - 1. \quad (4)$$

Если затворы из полностью открытого положения закрылись на некоторый угол α , то тогда:

1. В водоподводящем тракте появились новые потери (коэффициент сопротивления возрос на $\Delta\zeta_\alpha$), что равносильно уменьшению действующего напора на турбине на

$$\Delta H = \Delta\zeta_\alpha \frac{Q_1^2}{2g\omega^2} \quad (5)$$

2. Турбина, при постоянном числе оборотов, поддерживаемом генератором, переходит в другой изогональный режим, что соответствует изменению ее первоначального сопротивления на $\Delta\zeta_T$.

Следовательно, при любом закрытии затворов

$$Q_\alpha = \frac{\omega}{\sqrt{1 + \zeta_T + \Delta\zeta_\alpha}} \sqrt{2g \left(H - \Delta\zeta_\alpha \frac{Q_1^2}{2g\omega^2} \right)} \quad (6)$$

Решением уравнения (6) с использованием универсальной характеристики и комбинаторных кривых турбины находится в общем виде расход в системе. Соответствующие формулы даются в приложении к диссертации.

Турбинные затворы, как правило, закрываются в текущей воде только при разгоне агрегата, что сильно упрощает задачу. В этом случае изогональность режима турбины всегда поддерживается автоматически. Так, если при постоянном положении рабочих органов турбины без нагрузки на ее валу уменьшать напор, то соответственно уменьшается число оборотов. Кинематика же потока остается постоянной. Следовательно, $\zeta_{Tразг} = \text{const}$, а $\Delta\zeta_{Tразг} = 0$, откуда уравнение (6) можно преобразовать к виду

$$Q_\alpha = \sqrt{\frac{1 + \zeta_{Tразг}}{1 + \zeta_{Tразг} + \Delta\zeta_\alpha}} \cdot Q_0 \quad (7)$$

где $Q_0 = Q_1^0 D_1^2 \sqrt{H}$ — начальный расход турбины (до закрытия затворов).

Таким образом, задача экспериментаторов сводится к точному определению $\Delta\zeta_\alpha = f(\alpha)$. Для этого проводились многочисленные опыты по определению ζ модельного блока ГЭС в целом при различных открытиях затворов, после чего из всех значений ζ вычиталось ζ блока при полностью открытых затворах.

Определенное таким путем $\Delta\zeta_\alpha$ включает в себя потери на самом затворе, потери при слиянии потоков двух затворов перед направляющим аппаратом (для данной схемы блока) и потери на удар деформированного затворами потока о направляющий аппарат.

Изложенная методика справедлива только для весьма медленных процессов закрытия, так как не учитывает инерционных сил (гидравлического удара, маховой массы агрегата и пр.). Применение ее в наших исследованиях себя полностью оправдало.

Учет явлений кавитации [8]

При возникновении кавитации в достаточно больших размерах поток перестает подчиняться известным уравнениям гидромеханики, превращаясь в двухфазную жидкость. В частности, к потоку неприменимо уравнение Эйлера и основанные на нем выводы и формулы пересчета (см. выше). В лаборатории в подавляющем большинстве случаев кавитацию невозможно смоделировать и замерить при этом нагрузки на затвор. С другой стороны, если существует уверенность, что в натурном затворе кавитация в больших масштабах будет иметь место, обычный пересчет лабораторных данных в натуру становится принципиально невозможным и приводит к абсурдным результатам.

Возникновение кавитации начинается с того момента, когда давление в жидкости падает ниже давления насыщенных водяных паров при данной температуре. Кавитация сопровождается, в частности, ростом гидравлического сопротивления кавитирующего тела. Рост гидравлического сопротивления является реакцией потока на увеличение скоростей, вызвавшее падение давления до предела кавитации, и направлен, как всякая реакция, навстречу вызвавшей его причине, т. е. в сторону уменьшения скоростей. На увеличении сопротивлений при кавитации (падении к.п.д.) основаны, например, кавитационные испытания гидротурбин. Не имея возможности расчетным путем определить расход, сопротивление и средние нагрузки на затвор при кавитации, попытаемся представить себе крайние пределы, внутри которых будет находиться явление.

До возникновения кавитации имеется какая-то эпюра давлений на поверхности затвора. Допустим, что в данной точке давление стало равным давлению водяных паров и условия для кавитации создались. Будем далее увеличивать скорости.

Тогда начинается кавитация. Представим себе, что, начиная с момента возникновения кавитации, коэффициент гидравлического сопротивления растет настолько резко, что дальнейшее увеличение расходов воды и скоростей становится невозможным при любом увеличении действующего напора. Явление как бы застывает в начале процесса, эпюра давлений имеет докавитационную форму, а к потоку в целом еще применимы, в пределе, формулы пересчета по Эйлеру. Это первый предельный случай, «нижний предел» явления.

Можно допустить вторую крайность: коэффициент гидравлического сопротивления с возникновением кавитации вообще не растет, а при увеличении скоростей и расходов зона кавитации занимает все большую и большую (в пределе всю) поверхность тела. При этом среднее давление в зоне кавитации остается физически минимально возможным, равным давлению насыщенных водяных паров при данной температуре. Таков второй мыслимый предельный случай.

Оба предельных случая теоретические, в чистом виде ни один из них не может иметь места в действительности. Однако на основании выше сказанного существует определенная уверенность, что реальное явление находится между указанными теоретическими предельными случаями.

При таком представлении осредненные гидродинамические нагрузки на затвор определяются в каждом его положении для двух приведенных расчетных схем и характеризуют крайние возможные пределы своих величин. Поскольку невозможно сказать, как близко к тому или иному пределу находится действительное значение, в расчет принимается наибольшее из двух полученных значений нагрузки. Практически, для получения значений нагрузок дважды строятся эпюры давления и находят их площади. Затем проводится расчет один раз — для расхода воды в натуре, соответствующего началу кавитации (первый случай), а второй раз — для максимального расхода воды — в натуре при заданном открытии затвора.

Использование этого метода позволило при исследовании затворов в блоке Пермской ГЭС найти расчетные предельные нагрузки на затвор, несмотря на то, что возникновение кавитации предполагается уже примерно с 30% закрытия затвора.

Учет гидравлического режима в зазоре [9]

Гидравлический режим протекающей воды в зазоре между закладными частями и телом затвора обычно не модели-

руется либо ввиду малости чисел Рейнольда на модели, либо ввиду того, что во время исследования конструктивные детали в зазоре (например, уплотнения) или еще не запроектированы, или не моделируются из-за малого масштаба по технологическим причинам.

Поэтому в подобных случаях представляется наиболее правильным и надежным строить пьезометрическую линию в зазоре расчетом, ведя его по найденным в опытах граничным гидравлическим условиям (т. е. напору на зазор $H_{зз}$ — см. ниже).

По лабораторным данным определяются только т. н. «исходные» нагрузки, т. е. нагрузки при условно принятом распределении давлений в зазоре по закону прямой.

Действительные суммарные нагрузки на затвор можно определить только с учетом реальной конструкции зазора. Чтобы внести в «исходные» нагрузки, определенные в лаборатории, поправки на конструктивное оформление зазора, необходимо расчетным путем построить пьезометрическую линию в зазоре с учетом действительных гидравлических сопротивлений. При этом можно приближенно исходить из следующих положений:

1. движение воды в зазоре установившееся и потенциальное (везде, кроме зон обтекания потоком местных сопротивлений);
2. в пределах высоты выходного сечения канала затвора (там, где имеют место максимальные нагрузки на затвор) линии токов воды в зазоре приблизительно параллельны одна другой и плоскостям исследуемых сечений;
3. расстояние, на котором происходят потери напора на местных сопротивлениях в зазоре, мало по сравнению с общей длиной дуги зазора.

Определяют коэффициенты гидравлических сопротивлений деталей зазора либо опытным путем, либо по известным литературным данным. Если учесть, что «исходные» нагрузки получены при пьезометрической линии в виде прямой и построить действительную пьезометрическую линию, нетрудно определить графически поправку к исходным нагрузкам.

Если конструктивные детали, вызывающие сосредоточенное падение напора, установлены на входе и выходе из зазора, то можно воспользоваться следующими формулами

поправок к нагрузкам для любого рассматриваемого поперечного сечения затвора:

$$\Delta q_x = 0,5\gamma (\varphi_0 - \alpha) Rh \left(\frac{a_x \zeta_{вх} - b_x \zeta_{вых}}{\zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_{тр}} - b_x \frac{H-h}{H} \right) [т/м], \quad (8)$$

$$\Delta q_y = 0,5\gamma (\varphi_0 - \alpha) Rh \left(\frac{a_y \zeta_{вх} - b_y \zeta_{вых}}{\zeta_{вх} + \zeta_{вых} + \zeta_{тр}} - b_y \frac{H-h}{H} \right) [т/м], \quad (9)$$

где Δq_x и Δq_y — поправки к „исходным нагрузкам“ на единицу длины пролета затвора;

$\zeta_{вх}$, $\zeta_{вых}$ и $\zeta_{тр}$ — коэффициенты гидравлического сопротивления зазора, соответственно, на входе потока, на его выходе и по длине;

$H_{заз} = H = \frac{P_{вх}}{\gamma} - \frac{P_{вых}}{\gamma}$ — разность пьезометрических уровней на входе и выходе из зазора;

$h = \frac{P_{вх}}{\gamma} - \frac{P_{вл}}{\gamma}$ — то же, что и H , если $P_{вых}$ меньше

$P_{вл}$ — давления насыщенных водяных паров при данной температуре (случай возникновения кавитации);

R — радиус цилиндра рабочего тела затвора;

φ_0 — центральный угол дуги зазора;

α — угол поворота затвора;

a_x, a_y, b_x и b_y — коэффициенты, зависящие от формы сечения. Формулы для их определения в различных случаях форм сечений приведены в диссертации.

Величины «исходных» нагрузок на затворы [9, 15]

Гидродинамические «исходные» нагрузки более максимальных статических на 10—20%. Установлено, что нагрузки на поворотные цилиндрические затворы в направлении их минимальной жесткости больше, чем в перпендикулярном направлении — максимальной жесткости.

Распределение нагрузки в пролете между опорами для затворов «А», «Б», «В» — равномерное, а для затворов — «Г», «Д», «Е», «Дг», «Бг» — резко неравномерное, вплоть до пе-

ремены знака нагрузки при переходе от одного участка затвора к другому. Ввиду этого равномерное распределение нагрузки на затворы «Г», «Д», «Е», «Дг», «Бг» недопустимо принимать даже для ориентировочных расчетов. Лучше, если распределение нагрузки неизвестно, принимать загрузку затвора сосредоточенной силой или же распределять нагрузку пропорционально площади живого сечения потока в частично открытом затворе, т. к. максимальные удельные нагрузки имеют место в зонах с максимальными расходами воды. Об этом см. также [9].

Нагрузка на часть затвора «Дг», образующую малый сегмент сечения, весьма мала в сравнении с нагрузкой на вторую часть затвора, ввиду чего рекомендуется выполнять затвор «Дг» в конструктивном отношении таким образом, чтобы обе его части работали на изгиб совместно.

Сравнение нагрузок, полученных в первом и втором предельных случаях по кавитации (см. выше) показало, что кавитационные условия работы затворов «Бг» и «Дг» существенно лучше при закрытии их цилиндрической поверхностью в сторону нижнего бьефа, чем при противоположном направлении закрытия.

Гидродинамические нагрузки на затвор могут быть представлены в виде, аналогичном формуле (2):

$$P_{гд} = C_p \frac{\rho Q^2}{R^3}, \quad (10)$$

где обозначения — см. примечание к формуле (2), C_p — безразмерный коэффициент силы.

Величины, пропорциональные C_p , в зависимости от открытия затвора представлены в диссертации для затворов «Бг» и «Дг».

Для затворов «Б» и «В» на основании формул для распределения давлений выведены формулы для величин нагрузок на единицу длины пролета. Формулы могут также применяться для затвора «Ан» и для плоских глубинных и поверхностных затворов — в отношении нагрузки на напорную поверхность.

Основным методом снижения нагрузки на затвор является рациональное конструирование зазоров, причем эффективность этого метода может быть заранее оценена как расчетным, так и опытным путем.

г) Гидравлические сопротивления поворотных цилиндрических затворов

Коэффициент гидравлического сопротивления затвора рассматривается в следующем общем виде:

$$\zeta = \zeta_0 + \Delta\zeta_n, \quad (11)$$

где

ζ — коэффициент гидравлического сопротивления;
 ζ_0 — то же при полном открытии затвора ($n = 1$);
 $\Delta\zeta_n$ — приращение ζ при некотором открытии n в сравнении с ζ_0 .

Имеющиеся материалы по затворам типа «Б», «В», «Бг», «Дг», «Г» показывают, что для всех схем поворотных цилиндрических затворов наблюдается более равномерное возрастание ζ в процессе закрытия (и, соответственно, более резкое падение пропускной способности) чем у любых типов глубинных затворов, причем у первых $\zeta_0 = 0$.

Указанная особенность является не следствием принципиальных гидравлических отличий поворотных цилиндрических глубинных затворов от затворов других типов, а следствием удачной их кинематической схемы, позволяющей резко менять площадь сечения водоводов в первой половине закрытия и существенно замедлить этот процесс во второй при равномерном движении привода.

Кроме того, можно показать, что затворы «Б» и «В» гидравлически подобны друг другу, ввиду чего возможно данные испытаний первых распространять на вторые.

Коэффициент гидравлического сопротивления затвора может быть найден по эмпирической формуле [6]:

$$\zeta = \frac{1}{n^{2+A}} - 1, \quad (12)$$

Для затвора типа «Б» и «В», независимо от направления закрытия, по данным Абелева [2] и автора: $A = 2$. Для затвора типа «Е» при закрытии цилиндрической поверхностью в сторону нижнего бьефа по различным данным ([4,18]), обработанным автором, значение A изменяется в пределах:

$$1,75 + 0,75 \sin 1,67 n\pi \leq A \leq 2,0 + [1 + 0,267(n - 0,35)] \sin 1,43 n\pi. \quad (13)$$

Для затвора типа «Г»: $A = 1 + 3n$.

Эти данные получены при соотношениях размеров затвора типа «Б» $d/L = 1,5 \pm 0,06$, типов «В» и «Е» $2d/L$ и $2d/D = 1,5 \pm 0,06$, а для затвора типа «Г» $d/D = 1,45$, где d — диаметр цилиндра, L — высота прямоугольного водовода, D — диаметр трубопровода.

Анализ неустановившихся процессов в водоводах при закрытии поворотных цилиндрических затворов позволяет утверждать, что при прочих равных условиях поворотные цилиндрические затворы показывают лучшие результаты в сравнении с другими типами глубинных затворов по гидравлическому удару как в отношении величины ударного повышения давления, так и в отношении работы привода при обеспечении совершенных законов закрытия.

Это подтверждается рядом опытов [17], при которых обнаружено, в частности, что при прочих равных условиях ударное повышение давления в трубопроводе при закрытии поворотного цилиндрического затвора тип «Г» оказалось в 5 раз меньше, чем при закрытии плоской задвижки.

Влияние сопротивления длинного водовода $\Sigma\zeta$ на гидравлические характеристики затвора сводится к следующему:

а) Чем больше относительное сопротивление $\frac{\zeta_1}{1 + \Sigma\zeta}$ участка водовода перед затвором и чем меньше абсолютное значение сопротивления ζ_* участка водовода за затвором, тем ниже положение мгновенной пьезометрической линии при закрытии затвора по заданному закону и тем равномернее перемещение затвора при закрытии при заданном ударном повышении давления. Поворотные цилиндрические затворы, при этом, в силу удачной зависимости пропускной способности от открытия позволяют обеспечить наиболее равномерное перемещение затвора в процессе закрытия в сравнении со всеми другими типами затворов.

б) Как максимальная величина, так и зависимость от открытия гидродинамического момента на валу поворотных цилиндрических затворов существенно меняется при изменении величины суммарного сопротивления водовода $\Sigma\zeta$ и не зависит от распределения сопротивления по участкам водопроводящего тракта. Чем больше $\Sigma\zeta$ тем, как правило, меньше M при $H = \text{const}$ и тем более равномерно распределяется величина момента по открытиям.

в) Нагрузки на затвор зависят от $\Sigma\zeta$ только постольку, поскольку $\Sigma\zeta$ определяет расход воды через затвор при малых и средних его открытиях.

III. ПРИМЕНЕНИЕ ПОВОРОТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗАТВОРОВ В ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЯХ

а) Поворотные цилиндрические затворы в различных водоводах сооружений

Поворотные цилиндрические затворы могут быть установлены взамен ныне применяемых типов затворов во многих напорных и безнапорных водоводах гидротехнических сооружений, и в частности:

- а) В водоводах гидротурбин зданий ГЭС с горизонтальными гидроагрегатами [9,15]
- б) В напорных трубопроводах деривационных ГЭС [7,16]
- в) В глубинных водозаборах ГЭС [6,20]
- г) В водопроводных галереях судоходных шлюзов [1, 4, 6, 11]
- д) В водоспусках плотин [3,12]
- е) На водосливных плотинах [23]

Во всех указанных случаях применение поворотных цилиндрических затворов дает значительный энергетический, строительный, компоновочный и эксплуатационный эффект (или некоторые из указанных преимуществ), что, как следствие, повышает энерго-экономические показатели сооружения в целом.

В диссертации рассмотрен ряд вариантов такого применения и сделана попытка оценить получаемый экономический эффект. Ниже мы приводим некоторые результаты этой оценки:

Пермская ГЭС — один блок здания с затворами типа «Бг» по сравнению с вариантом блока с плоскими затворами.

Экономия строительных затрат — 800 тыс. руб.

Экономия эксплуатационных издержек — 15 тыс. руб. в год.

Дополнительная выработка энергии — 500 тыс. квтч. в год.

Гюмушская ГЭС — дополнительная выработка энергии в случае, если бы (в свое время) заменить дроссельные затворы в трубопроводе на поворотные цилиндрические типа «Г», «Д» или «Е» — более 1 млн. квтч. в год.

Червакская ГЭС (проектируемая) — строительная экономия при замене глубинных сегментных затворов затворами типа «Б» или «В»:

Тип затвора	Объем строительных работ	
	Скальная выемка	Бетонные работы
Сегментный затвор	100%	100%
Затвор типа Б	53%	57%
Затвор типа В	29%	36%

Судоходные шлюзы различных типов — замена плоских затворов водопроводных галерей поворотными цилиндрическими позволяет за счет уменьшения времени наполнения камеры повысить пропускную способность шлюза в зависимости от его типа и напора на 8 ÷ 30%.

Храмская ГЭС — снижение расчетной величины гидравлического удара в случае, если бы на трубопроводах были установлены не шаровые, а поворотные цилиндрические затворы типа «Б» — 30% (при соответственном уменьшении размеров уравнильной шахты, толщины стенок трубопроводов и облицовок напорных тоннелей).

Кроме указанных данных, оценивающих в какой-то мере количественно преимущества от применения поворотных цилиндрических затворов, следует обратить внимание на их чисто эксплуатационные преимущества перед такими типами затворов, как плоские и сегментные.

а) Быстрота оперативного маневрирования с пульта управления ГЭС.

б) Возможность аварийного закрытия под воздействием потока воды.

в) Отсутствие (в ряде случаев) необходимости обогрева закладных частей и их очистки от засорения плавающими телами.

В целом представляется, что в определенных условиях поворотные цилиндрические затворы могут оказаться целесообразными для самых различных типов сооружений (см., например, приведенный выше перечень). Более определенно область применения таких затворов может быть установлена при детальной разработке их проектировщиками. При проведении такой работы необходимо иметь в виду некоторые

специфические особенности рассматриваемых затворов, которые могут явиться в ряде случаев их недостатками:

а) Необходимость индивидуальных приводов поворотных цилиндрических затворов.

б) Непригодность указанных приводов ни для установки ремонтных загораждений, ни для подъема самих затворов в ремонтное положение и их монтажа.

в) Необходимость осушения водоводов для ревизии затвора.

В связи с использованием поворотных цилиндрических затворов представляется интересным рассмотреть и исследовать нижеследующие вопросы:

а) Проведение *полных* сбросов и набросов нагрузки высоконапорных гидротурбин путем маневрирования поворотными цилиндрическими затворами на подводящем трубопроводе непосредственно перед турбиной.

б) Гашение энергии на выходе из водоспусков закрытием затворов «В» и «Е» таким образом, чтобы на их нижней стороне происходило соударение двух встречных потоков.

в) Замена металла в поворотных цилиндрических затворах типа «Б» при их большом диаметре предварительно напряженным железобетоном.

б) Автоматизация поворотных цилиндрических затворов и защита с их помощью напорных трубопроводов ГЭС [7, 16]

Напорные трубопроводы деривационных ГЭС являются одним из наиболее вероятных источников аварий. Защите их, т. е. предупреждению разрыва и локализации его последствий уделяется серьезное внимание. Так, на научно-технических совещаниях по механическому оборудованию ГЭС в 1954—57 гг. [13,14] специально обращалось внимание на необходимость разработки для длинных трубопроводов (более 50 м) эффективных систем защиты. Этот вопрос является весьма актуальным, так как трудно переоценить ущерб возможной аварии трубопровода, тем более, что деривационные ГЭС нередко снабжают энергией пионерные районы или являются ведущими станциями систем (ХрамГЭС в Грузинской Республике, гидростанции Средней Азии и Северного Кавказа и т. д.).

В результате исследований поворотных цилиндрических затворов разработана система защиты, основанная на гидравлической автоматизации такого затвора и применении его

одновременно в качестве датчика аварии и исполнительного механизма системы защиты.

Гидравлическая автоматизация затворов напорных трубопроводов, т. е. такая автоматизация, когда затвор реагирует на изменение скорости воды и закрывается только благодаря его силовому взаимодействию с потоком, возможна в случае, если:

1) на поверхности затвора, обтекаемый потоком, существует гидродинамический градиент давления;

2) конструкция затвора позволяет реализовать этот градиент в виде момента, не уравновешенного внутри этой конструкции и направленного в сторону закрытия.

Единственная известная конструкция такого рода — дроссельный затвор с неуравновешенным моментом на линзе — обладает тем серьезным недостатком, что представляет собой существенное гидравлическое сопротивление при полном открытии. Так, потери энергии на дроссельных (не автоматических!) затворах Братской ГЭС (по расчету) определяются в несколько десятков млн. квтч. в год.

Создание гидродинамического градиента давления в трубопроводе всегда связано с некоторыми потерями энергии. Однако применение поворотных цилиндрических затворов позволяет использовать в целях автоматизации затвора гидродинамический градиент давления на так называемых «переходных участках» трубопровода («коленах», участках переменного сечения и др.). Анализ многочисленных проектных материалов и схем построенных ГЭС показывает, что такие участки по соображениям, не связанным с затворами (компоновочным, топографическим, прочностным, гидравлическим и т. п.), выполняются во всех трубопроводах. Следовательно, напорный трубопровод всегда возможно снабдить автоматическим затвором, не вводя в него никаких дополнительных гидравлических сопротивлений. В этом заключается принципиальное преимущество предлагаемого способа автоматизации затворов напорных трубопроводов.

Поворотные цилиндрические затворы могут устанавливаться на водоводах сечением любой формы.

В схеме затвора на конфузорном участке изменение пьезометрического давления по длине создается за счет изменения скоростного напора и нарастания потерь; в схеме затвора на изогнутом участке за счет изменения центробежных сил и потерь напора. Силы давления на нецилиндрическую поверхность затвора в обоих случаях вызывают момент на закрытие

затвора, в то время, как силы давления на цилиндрическую поверхность не создают моментов относительно оси вращения.

Вертикальное положение оси затвора не обязательно, однако, при неvertикальной оси может возникнуть момент от сил веса затвора и архимедовых сил.

Момент одного знака действует и в течение всего процесса закрытия.

Таким образом, на оси затвора существует гидродинамический момент, пропорциональный квадрату расхода воды и для данной конструкции определяемый только этим расходом. Последнее использовано для создания новой схемы защиты трубопровода.

Структурные схемы современных систем защиты трубопроводов [5,10] приведены в диссертации. Недостатками их являются:

1) не прямое действие, так как датчик аварии воспринимает величины, косвенно с ней связанные;

2) сложность структуры, большое число узлов и, как следствие, большое число вероятных повреждений системы;

3) применение малогабаритных датчиков (гидродинамических, электро-гидравлических и др.), взаимодействующих с потоком на каком-то малом его участке и ввиду этого подверженных случайным воздействиям, которые могут вызвать ложное срабатывание схемы.

Кроме того, датчики подвержены случайным повреждениям и разрегулировке.

Автономная схема максимальной защиты, предложенная автором [7,16], работает следующим образом. Затвор при нормальном режиме работы водовода имеет на валу некоторый момент на закрытие и удерживается в открытом положении внешним, механически приложенным противодействующим моментом M_n , который может создаваться противовесом, мощной пружиной (для малых затворов), сервомотором и т. д. При расходе воды выше допустимого значения, что выражается в повышении гидродинамического момента против предельно заданного значения M_n , затвор автоматически закрывается. Сервомотор, служащий в этом случае демпфером, обеспечивает закрытие по заданному закону во времени. Применение затвора в роли датчика резко упрощает систему защиты.

Затвор-датчик имеет следующие преимущества перед современными датчиками:

1) реагирует на расход воды, т. е. на ту физическую характеристику, которая является первым результатом аварии, что позволяет осуществлять «прямую» защиту;

2) соприкасается с потоком по большой поверхности (не менее 50% внутренней поверхности трубопровода на участке установки затвора), ввиду чего осредняются местные возмущения потока и воздействия случайных тел;

3) воспринимает значительные абсолютные величины воздействия потока, что делает защиту более чувствительной, уменьшает влияние сил трения, температурных колебаний и исключает необходимость усиления;

4) не подвергается, ввиду мощности конструкций, случайным механическим повреждениям.

В соответствии со сказанным, вся система защиты в целом:

1) имеет минимальное число блоков, т. е. теоретически минимальное число вероятных отказов в работе;

2) не зависит от каких-либо источников питания и не имеет внешних цепей автоматики;

3) не зависит (после регулировки и опломбирования) от действий эксплуатационного персонала.

Продольная дифференциальная защита трубопровода имеет два блока разобранной выше автономной защиты, связанных по дифференциальной схеме. Эта схема отличается от обычных схем дифференциальной защиты теми же особенностями, что и автономная (см. выше). Импульсы, подаваемые в дифференциальную схему, представляют собой результат измерения гидродинамических моментов на валах затворов в начале и конце трубопровода.

Принципиальным отличием и преимуществом этой схемы перед обычными является то, что при любой аварии в цепях автоматики обеспечивается закрытие затворов по автономной схеме, т. е. защита имеет высоко надежный автономный резерв.

Конструктивная часть излагаемой системы защиты, разработанная автором, приведена в диссертации.

Автоматизированы и использованы для защиты трубопроводов могут быть поворотные цилиндрические затворы всех типов.

Чувствительность защиты, т. е. минимальная величина расхода (или разности расходов) воды ΔQ , на которую реагирует автоматический затвор, определяется соотношением момента трения на валу затвора — датчика и гидродинамиче-

ского момента, (формула (2) может быть выражена в виде:

Для максимальной защиты

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \sqrt{1 + \frac{M_{TP}}{kQ^2}} - 1. \quad (14)$$

Для дифференциальной защиты:

$$\frac{\Delta Q}{Q} = \sqrt{1 + \frac{1}{Q^2} \left(\frac{M_{TP1}}{k_1} + \frac{M_{TP2}}{k_2} \right)} - \sqrt{1 - \frac{1}{Q^2} \left(\frac{M_{TP1}}{k_1} + \frac{M_{TP2}}{k_2} \right)}. \quad (15)$$

где

$\frac{\Delta Q}{Q}$ — относительная погрешность системы защиты (относительная ширина зоны нечувствительности);

$k = \frac{\rho C_m}{R}$ — см. формулу (2) — коэффициент пропорциональности;

индексы „1“ и „2“ — первый и второй затвор в дифференциальной схеме.

Результаты расчета характеристик чувствительности, сделанного для затвора типа «Д» при конструкции его, предложенной автором [16] и диаметре трубопровода 1 м, приведены в нижеследующей таблице (величины $\frac{\Delta Q}{Q}$ максимальные гарантийные).

Скорость воды в трубопроводе		0,5	1,0	1,5	2,0	3,0	5,0
		м/сек	м/сек	м/сек	м/сек	м/сек	м/сек
$\frac{\Delta Q}{Q}$	Максимальная защита	0,17	0,046	0,019	0,009	0,004	менее 0,001
	Дифференциальная защита	0,8	0,187	0,08	0,046	0,02	0,001

Сравнение предлагаемой системы защиты с ныне существующими системами [5,10], показывает, что она не уступает, а в ряде случаев и превосходит их по чувствительности.

В приложении к диссертации приводятся основные методы расчета режимов автоматического закрытия затвора с учетом параметров гидропривода и гидравлическая и электрическая схемы управления закрытием затвора и стабилизации его в открытом положении.

Заключение

Приведенные в работе материалы по вопросам гидравлики и конструкций поворотных цилиндрических затворов, а также по вопросам методики их гидравлических расчетов и исследований, позволяют сделать следующие выводы:

I. Поворотные цилиндрические затворы обладают наилучшими гидравлическими характеристиками в сравнении с большинством, если не со всеми, ныне применяемыми системами затворов. Это, в особенности, относится к вопросам гидравлических потерь, регулирования расхода воды при частичных открытиях затворов и гидравлического удара.

II. Поворотные цилиндрические затворы обладают хорошими конструктивными качествами (габариты, статическая схема работы конструкции, возможности технологического усовершенствования изготовления и монтажа и т. д.), превосходя в этом отношении большинство глубинных и ряд типов ныне применяемых поверхностных затворов.

III. Поворотные цилиндрические затворы сравнительно легко поддаются гидравлической автоматизации, что открывает возможности для совершенствования систем автоматического управления и защиты сооружений гидроэлектростанций.

IV. В ряде вариантов гидротехнических сооружений замена ныне применяемых систем затворов поворотными цилиндрическими позволяет получить значительный технико-экономический эффект, что оправдывает работу по изучению и проектированию поворотных цилиндрических затворов.

Выдвинутые в диссертации положения в области методики гидравлических исследований и расчетов были в последнее время использованы в проектной практике (расчеты, проведенные в МПКК «Гидростальпроект» по затворам Пермской ГЭС, и по глубинным плоским затворам гидроэлектростанции Растан в Сирийском районе ОАР, Уч-Курганской ГЭС и шлюзов Воткинской ГЭС).

Состав материалов для проектных гидравлических расчетов поворотных цилиндрических затворов, собранных в диссертации, характеризуется нижеследующей таблицей.

Типы затворов (черт. I)	Г л у б и н н ы е																
	Поверхн.		В			Д			Е			Бг		Дг			
	А	Н	В	Н	В	Г	Н	В	Д	Н	В	Бг	Н	В	Дг	Н	В
Вопросы гидравлического расчета																	
1. Определение коэффициента гидравлического сопротивления	≠	≠	+	+	+	+				+	+	+	+	+	+	+	+
2. Определение моментов на валу затвора при всех открытых	+	+	+	+	+	+		-				+	+	+	+	+	+
3. Определение нагрузок на затвор во всех положениях	+	+	+	+	+	+		-				+	+	+	+	+	+
4. Определение зоны возможной кавитации и момента ее возникновения	≠	≠	+	+	+	+						+	+	+	+	+	+

Условные обозначения:

- „Н“ — закрытие цилиндрической поверхностью в сторону Н. Б.
- „В“ — „ „ „ „ „ „ В. Б.
- + — по исследуемому вопросу расчетные данные получены
- — по исследуемому вопросу данные получены лишь частично
- ≠ — вопрос не исследуется.

Рамкой обведены типы затворов, исследованные автором.

Оставляя последнее слово за самими проектировщиками, автор, тем не менее, считает возможным отметить, что для большинства схем поворотных цилиндрических затворов в основном имеются материалы для проектирования сооружения в целом и режиме его работы с учетом поворотных цилиндрических затворов и для расчета и конструирования собственно затвора.

Качественная картина гидравлических явлений известна для всех без исключения типов поворотных цилиндрических затворов, что, в известной мере, компенсирует недостаток количественных данных по некоторым схемам, связанный с отсутствием необходимых исходных материалов в литературе и излагаемых исследованиях.

Таким образом, резюмируя, можно сказать, что поворотные цилиндрические затворы, имеющие ряд преимуществ перед ныне применяемыми затворами, можно в части гидравлики рассчитать на стадии технического проекта без предварительных лабораторных исследований, что является еще одним общим выводом из данной работы.

Главная и очередная задача будущих работ в области поворотных цилиндрических затворов состоит сейчас не в расширении и углублении исследований их гидравлики, и не в совершенствовании методов их гидравлических расчетов, а в проектировании сооружений, включающих такие затворы и в конструктивно-технической разработке этих затворов. Это не под силу, естественно, одному человеку или небольшой группе. Именно поэтому в данной работе наиболее слабо отражена, по мнению автора, конструктивная сторона вопроса. Дальнейшая проектно-конструкторская проработка поворотных цилиндрических затворов может быть (и должна быть) перенесена в проектные организации, и в первую очередь — к генеральным проектировщикам гидросооружений. Только после того, как затворы и их схема предусмотрены в сооружении и увязаны с другими его элементами расчетом, можно приступить к сознательной конструкторской работе на основании подробных исходных данных генерального проектировщика, предусматривающих определенный технико-экономический эффект от установки данного типа затвора.

Отправной материал для такой работы уже имеется.

Боле того, в настоящее время существует определенный разрыв между степенью изученности гидравлики поворотных цилиндрических затворов и их проектно-конструкторской разработкой и техническим применением,

Новые проектировки дадут, несомненно, материал для новых гидравлических исследований поворотных цилиндрических затворов в конкретных условиях сооружений. Осуществление на практике таких затворов и дальнейшие исследования в натуре дадут возможность более определенно выяснить их достоинства и недостатки и максимально использовать положительные свойства поворотных цилиндрических затворов в гидротехнических сооружениях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абелев А. С. К вопросу о выборе типа глубинного затвора для водопроводных галерей судоходных шлюзов, «Известия ВНИИГ», т. 44, 1957 г.
2. Абелев А. С. Глубинные затворы с выгодными гидравлическими и механическими эксплуатационными характеристиками, «Известия ВНИИГ», т. 48, 1952 г.
3. Абелев А. С. Применение двух последовательно установленных затворов для гашения энергии и борьбы с явлениями кавитации и вибрации в напорных водоводах, «Известия ВНИИГ», т. 50, 1953 г.
4. Качановский Б. Д. «Гидравлика судоходных шлюзов», Речиздат, 1951 г.
5. Красивский С. П. «Автоматика на сооружениях гидроэлектрических станций», Госэнергоиздат, 1954 г.
- 6.*) Лысенко П. Е. Поворотные цилиндрические затворы для напорных водоводов гидросооружений, «Гидротехническое строительство», № 7, 1958 г.
- 7.*) Лысенко П. Е. Система защиты напорных трубопроводов гидроэлектростанций, «Научные доклады высшей школы» — «Энергетика», № 1, 1958 г.
- 8.*) Лысенко П. Е. Вопросы методики исследований затворов гидроэлектростанций, «Известия высших учебных заведений» — «Энергетика», № 1, 1958 г.
- 9.*) Лысенко П. Е., Егоров К. П. «Гидравлика поворотных цилиндрических затворов», Передовой научно-технический и производственный опыт, филиал ВНИИТИ, тема 25, № Э-58-39/6, 1958 г.
10. Цикерман Л. Я. «Защита напорных трубопроводов», М.-Л., 1950 г.
11. Эндер Г. В. О проектировании систем питания высоконапорных шлюзов, Информационный сборник ЛенГИДЭПа, № 5, 1958 г.
12. «Глубинные водосбросы и водоспуски плотинных узлов гидроэлектростанций» (Технические условия МЭС, ТУ-29-53, Госэнергоиздат, 1953 г.).
13. НТОЭП, Гидроэнергетическая секция. Решение научно-технического совещания по механическому оборудованию гидросооружений, Ленинград, 1954 г.
14. Труды научно-технического совещания по механическому оборудованию гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1957 г.

*) Работы автора, отражающие содержание диссертации.

15.*) «Исследование новых типов затворов гидротехнических сооружений»; научно-исследовательская работа, проведенная Московским энергетическим институтом и Московской проектно-конструкторской конторой «Гидростальпроект», исполнители Лысенко П. Е., Егоров К. П., удостоверение о регистрации в Комитете по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР № 8214 от 12 декабря 1957 года.

17. Angus RW, The action of valves in pipes, „Journal of the American Water Works Association“, vol. 30 № 11, 1938.

18. Korner B, Der Walzenschieber, ein neuer Absper und Regelschieber. mit günstigen hydraulischen und mechanischen Eigenschaften, „Deutsche Wasserwirtschaft“, №1, 1929.

19. Harland—Morgan Smith Rotovalves, „Water Power“, vol. 6 №2, 1954.

20. 84-in Rotovalves for Afghanistan, „Water Power“, vol. 6 №2, 1954.

16.*) «Автоматический поворотный цилиндрический вододействующий затвор для защиты напорных трубопроводов гидроэлектрических установок», авторское свидетельство № 114882 (кл. 84а 602) на имя Лысенко П. Е. с приоритетом от 22 октября 1957 г.

21**) Германский патент № 223402 1908 г.

22**) Германский патент № 459337, 1929 г.

23**) Американский патент, кл. 61-22, 1937 г, № 2125090, США.

**) Всесоюзная патентно-техническая библиотека, г. Москва.

Л 33724 3/V—1960 г. Объем 2 п. л. Зак. 754. Тир. 250. Бесплатно.

Типография МЭИ