

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

На правах рукописи

Чеков Михаил Евгеньевич

**ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ  
УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ В ЯЭУ**

05.14.03 - Ядерные энергетические установки, включая проектирование,  
эксплуатацию и вывод из эксплуатации

Диссертация на соискание  
ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель -  
доктор технических наук,  
профессор Р.Р. Ионайтис

Москва-2014

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ .....	5
1. АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА СРЕДЫ В УСТРОЙСТВАХ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ .....	10
1.1 Принципиальные решения по дросселированию потока .....	10
1.1.1 Особенности управления расходом в ЯЭУ .....	10
1.1.2 Устройства управления расходом с неизменной геометрией .....	10
1.1.3 Проходные сечения устройств управления расходом .....	13
1.2 Параметры и характеристики устройств управления расходом .....	18
1.2.1 Использование проходной площади проточных частей .....	18
1.2.2 Профилирование проходного сечения .....	19
1.2.3 Изменение коэффициента гидравлического сопротивления от степени открытия .....	21
1.2.4 Струи в проходном сечении .....	23
1.3 Состояние устройств управления расходом на АЭС .....	23
1.3.1 Нежелательные процессы в проточной части и их проявление .....	23
1.3.2 Особенности устройств управления расходом .....	25
1.4 Интенсификация дросселирования проходного сечения .....	27
1.5 Методы обоснования работоспособности устройств управления расходом теплоносителя .....	29
1.5.1 Общие сведения .....	29
1.5.2 Расчетные методики и программные коды .....	30
1.5.3 Особенности расчета интенсифицированных проточных частей .....	32
1.6 Выводы .....	33
2. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ГЛАДКИМИ И ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫМИ ПРОХОДНЫМИ СЕЧЕНИЯМИ .....	35
2.1 Введение .....	35
2.2 Анализ характеристик устройств управления расходом .....	35
2.2.1 Параболы сопротивления объекта и устройства управления расходом .....	35
2.2.2 Расходная характеристика и пропускная способность .....	37
2.2.3 Скорость потока рабочей среды .....	38
2.2.4 Кавитационная характеристика .....	39

2.3	Анализ определяющих параметров дросселирования потока .....	41
2.3.1	Сжимаемость и охлаждение среды при дросселировании .....	41
2.3.2	Анализ соотношения коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициента расхода .....	42
2.3.3	Факторы и параметры интенсификации .....	43
2.4	Исследование характеристик устройств управления расходом .....	44
2.4.1	Основы расчета характеристик .....	44
2.4.2	Исследование безразмерных характеристик различных устройств управления расходом .....	44
2.4.3	Определение степени открытия проходного сечения с максимальной скоростью потока .....	48
2.5	Анализ влияния рабочих параметров на работоспособность устройств .....	49
2.5.1	Обоснование скоростных диапазонов влияния потока на проточную часть .....	49
2.5.2	Анализ соотношения перепада давления, сопротивления и скорости .....	50
2.6	Построение компактных дросселей с пересекающимися каналами .....	51
2.7	Анализ эффективности интенсификации дросселирования проточной части ..	54
2.8	Выводы .....	55
3	<b>ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОХОДНЫХ СЕЧЕНИЙ УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ .....</b>	<b>58</b>
3.1	Цель, назначение и особенности испытаний проходных сечений .....	58
3.2	Общая характеристика стендов и рабочих участков .....	58
3.2.1	Состав и размещение стендов .....	58
3.2.2	Стенд плоского моделирования потоков дросселирующей жидкости .....	59
3.2.3	Объемный гидравлический стенд .....	60
3.2.4	Пневматический стенд .....	60
3.2.5	Рабочие участки .....	61
3.3	Методики проведения испытаний и измерений показателей (характеристик) ..	67
3.3.1	Определение гидродинамической структуры потока в проходных сечениях .....	67
3.3.2	Гидравлические испытания дросселей и проходных сечений .....	67
3.3.3	Определение вибрационных параметров .....	67
3.4	Результаты экспериментов .....	68
3.4.1	Картины течения .....	68

3.4.2 Коэффициент гидравлического сопротивления .....	74
3.4.3 Вибрационные характеристики .....	80
3.5 Выводы .....	82
<b>4 МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ.....</b>	<b>84</b>
4.1 Цель расчета .....	84
4.2 Исходные данные .....	84
4.3 Основные характеристики .....	85
4.4 Порядок расчета .....	88
4.4.1 Выбор по каталогу .....	88
4.4.2 Расчет интенсифицированного устройства управления расходом .....	91
4.4.3 Учет погрешностей .....	99
4.5 Тестирование расчетной методики .....	100
4.6 Выводы .....	103
<b>5 ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫХ УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ .....</b>	<b>104</b>
5.1 Дроссели с винтовыми канавками с расширенным диапазоном .....	104
5.2 Поворотно-золотниковый клапан .....	105
5.3 Регулирующие интенсифицированные задвижки .....	106
5.3.1 Однорешетчатая .....	106
5.3.1 Десятирешетчатая .....	107
5.4 Клетковый клапан .....	110
5.5 Шаровой кран .....	111
5.6 Быстродействующие сбросные устройства по воде и пару для РУ БРЕСТ .....	114
5.7 Регулирующая задвижка по воде для РУ БРЕСТ .....	115
5.8 Защита устройств управления расходом и прилегающих выходных трубопроводов от эрозионно-коррозионного износа .....	117
5.9 Расширение поля использования интенсифицированных устройств управления расходом.....	121
5.10 Заключение .....	122
<b>ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ .....</b>	<b>123</b>
<b>ОПРЕДЕЛЕНИЯ .....</b>	<b>125</b>
<b>СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....</b>	<b>128</b>
<b>ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ .....</b>	<b>135</b>

## ВВЕДЕНИЕ

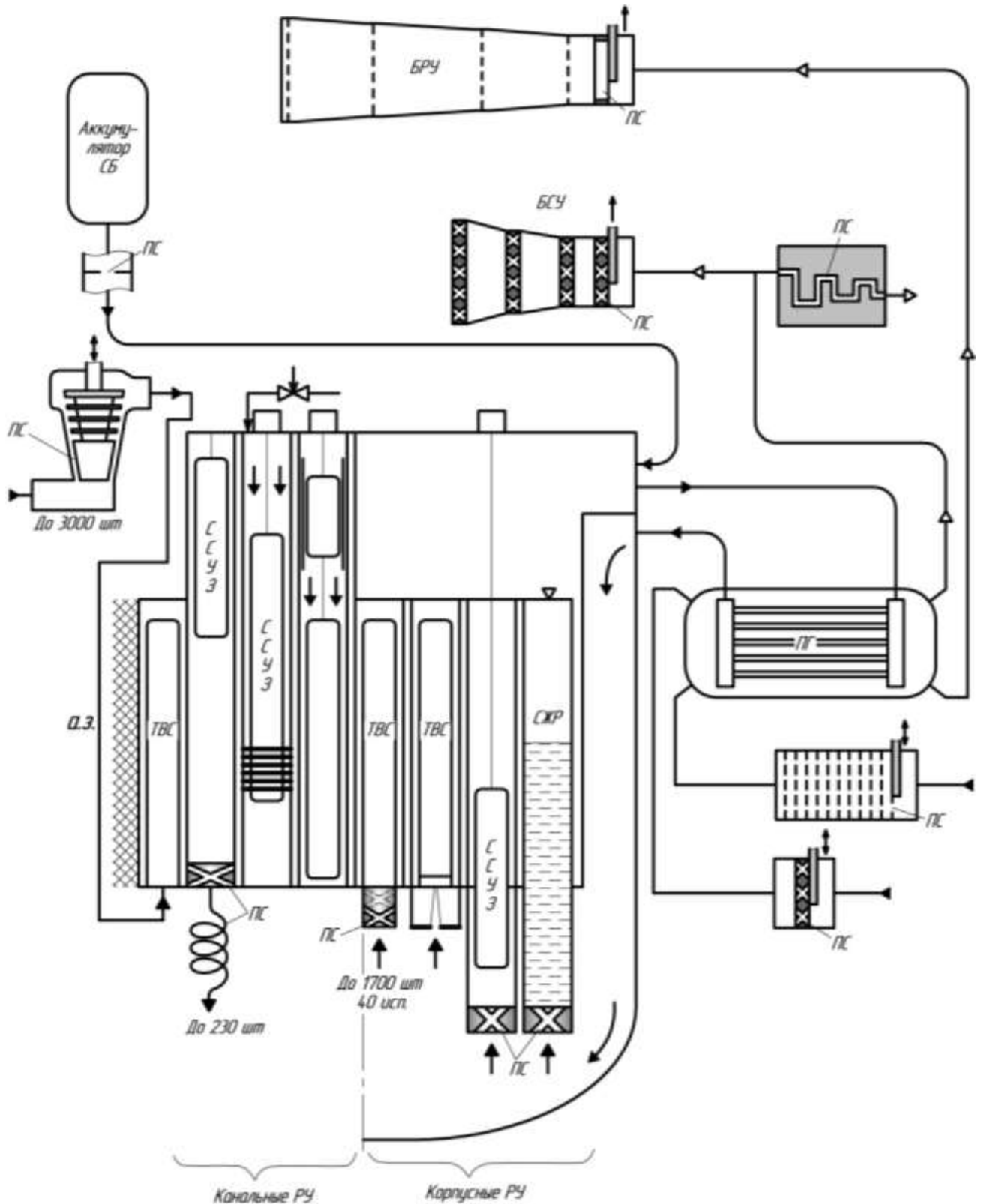
В активной зоне и контурах ядерной энергетической установки (ЯЭУ) широко используется управление расходом среды, в первую очередь теплоносителя: отключение, распределение, регулирование, сброс и др. (рисунок 1).

Управление расходом среды путем относительно гладким проходным сечением, образованным подвижным элементом и седлом, было достаточным в энергетике средних параметров по давлению, его перепаду и температуре. В современной энергетике с её возрастающими параметрами в гладком проходном сечении возникают высокие скорости потока среды с проявлением нежелательных и даже опасных явлений: шума, эрозионно-коррозионного износа, вибрации, кавитации. Эти факторы влияют на работоспособность устройств управления расходом в совокупности. Для снижения скорости потока необходимо увеличивать коэффициент гидравлического сопротивления, другими словами, интенсифицировать дросселирование. Для сохранения требуемого перепада давления при уменьшении скорости потока необходимо увеличивать площадь проходного сечения проточной части для сохранения пропускной способности.

Гидравлическое сопротивление увеличивают специально организованной проточной частью, в которой потери давления обусловлены не столько изменением площади проточной части, сколько: вихреобразованием в дроссельных канавках и/или потерями при повороте потока. В результате интенсификации дросселирования граница появления нежелательных эффектов отодвигается.

При росте мощности и давлений рабочего тела в ЯЭУ (в ВВЭР – 8 МПа, в БН – 13 МПа, в БРЕСТ – 20 МПа) актуальность задачи создания устройств управления расходом среды с широким диапазоном регулирования (отношение расходов при малом и большом открытиях проходного сечения), с длительным сроком службы, линейностью и стабильностью расходной характеристики, высокой надежностью, - повышается.

Опыт использования интенсификации дросселирования проходного сечения показывает эффективность данного принципа. Однако диапазон применения существующих интенсифицированных устройств управления расходом ограничен из-за отсутствия научно-технических основ интенсификации дросселирования.



а.з. - активная зона; БРУ - быстродействующее редуцирующее устройство; БСУ - быстродействующее сбросное устройство; исп. - исполнение; ПГ - парогенератор; ПС - проходное сечение; СБ - система безопасности; СЖР - система жидкостного регулирования; ССУЗ - стержень СУЗ; ТВС - тепловыделяющая сборка;

На поле указано также количество устройств на одном энергоблоке АЭС  
 Рисунок 1 - Гипотетическая ЯЭУ с устройствами управления расходом теплоносителя

**Объектом исследования** являются интенсифицированные устройства управления расходом теплоносителя ядерных энергетических установок.

**Целью настоящей работы** является:

- обоснование возможности повышения эффективности дросселирования в проточной части для создания интенсифицированных, стабильных, компактных, безвибрационных во всем рабочем диапазоне устройств управления расходом теплоносителя;

- расширение диапазона применения интенсифицированных устройств управления расходом теплоносителя в реакторных установках с высокими перепадами давления и расходами.

**Основными задачами**, решаемыми в данной работе, являются:

- анализ существующих методов дросселирования потока среды в устройствах управления расходом теплоносителя;

- аналитическое исследование процессов дросселирования гладкими и интенсифицированными проходными сечениями и предложение новых проточных частей на научной основе;

- экспериментальное исследование параметров и характеристик компактных устройств управления расходом с интенсифицированными проходными сечениями;

- разработка методики расчета интенсифицированных устройств управления расходом с учетом разнообразия существующих устройств и способов их интенсификации;

- обоснование возможности создания интенсифицированных устройств управления расходом применительно к реакторной установке высоких параметров (до 20 МПа и 600 °С).

**Достоверность полученных результатов** подтверждается:

- использованием фундаментальных законов и уравнений механики жидкости и газа;

- научно-обоснованным выбором физических моделей, используемых при проведении экспериментального и расчетного обоснования устройств управления;

- использованием стандартизованных методик, аттестованных средств измерений и регистрации экспериментальных параметров;

- удовлетворительным соответствием результатов расчета и проведенных в работе экспериментов.

#### **Научная новизна:**

1) впервые проведено комплексное аналитическое исследование процессов дросселирования гладкими и интенсифицированными проходными сечениями в устройствах управления расходом;

2) обоснована целесообразность и возможность интенсификации процессов дросселирования в проточной части устройств управления расходом теплоносителя;

3) впервые определены скоростные диапазоны различных механизмов воздействия потока на проточную часть устройств управления расходом;

4) впервые сконструированы компактные дроссели, проточная часть которых содержит пересекающиеся каналы различной формы;

5) впервые изучено влияние на коэффициент гидравлического сопротивления геометрических параметров компактных дросселей, числа Рейнольдса, числа кавитации, формы и расположения проходного сечения;

6) определено влияние гидродинамической структуры потока на дросселирование потока среды.

#### **Практическая значимость результатов работы:**

- разработанная и обоснованная единая методика расчета устройств управления расходом теплоносителя, выполненных с параллельными канавками, с пересекающимися прямыми каналами, содержащих модули и кассеты в составе проходного сечения;

- предложенные технические решения могут быть использованы для модернизации широко используемых в энергетике в настоящее время устройств управления расходом с гладкими проходными сечениями.

- показана возможность модернизации существующих устройств управления расходом и обоснована возможность увеличения проходного сечения, достаточного для перехода из неустойчивого режима в устойчивый.

- обосновано существенное расширение диапазона использования интенсифицированных устройств управления расходом до перепадов давления 20 МПа и номинальных диаметров 500 мм.



**На защиту выносятся:**

- 1) результаты комплексного аналитического исследования процессов дросселирования устройств управления расходом;
- 2) единая методика расчета устройств управления расходом теплоносителя, выполненными с параллельными канавками, с пересекающимися прямыми каналами, содержащих модули и кассеты в составе проходного сечения;
- 3) технические решения для создания новых интенсифицированных устройств управления расходом на основе широко используемых в энергетике в настоящее время с заменой гладких проходных сечений на интенсифицированные с компактными дросселями.
- 4) результаты экспериментального исследования параметров и характеристик новых компактных дросселей;
- 5) обоснование существенного расширения диапазона использования интенсифицированных устройств управления расходом до перепадов давлений 20 МПа и номинальных диаметров до 500 мм, ранее недоступного в России.

**Личный вклад автора.**

Представленные в работе результаты получены автором лично или при его непосредственном участии. Автором проведены все описанные в работе эксперименты: исследована гидродинамическая структура дросселированного потока; исследовано влияние формы и расположения проходного сечения на образование и расширение струй на малых открытиях; исследовано влияние геометрических параметров и режима течения на коэффициент гидравлического сопротивления новых компактных дросселей; исследовано влияние способов интенсификации на вибрационные характеристики проходного сечения. Диссертантом лично проведено аналитическое исследование процессов дросселирования гладкими и интенсифицированными проходными сечениями, предложены новые компактные дроссели, проточная часть которых содержит пересекающиеся каналы разной формы. Автором работы лично разработана единая методика расчета существующей гаммы устройств управления расходом среды на основе физических соотношений. Автор принимал непосредственное участие в технических разработках интенсифицированных устройств управления расходом на высокие параметры среды, в том числе для РУ БРЕСТ.

# 1 АНАЛИЗ СУЩЕСТВУЮЩИХ МЕТОДОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ПОТОКА СРЕДЫ В УСТРОЙСТВАХ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

## 1.1 Принципиальные решения по дросселированию потока

### 1.1.1 Особенности управления расходом в ЯЭУ

Энергетические установки - сложные теплогидравлические машины, через которые прокачивается большие расходы теплоносителя (несжимаемого и сжимаемого), нагреваемого до высоких температур и охлаждаемого до низких, в которых создаются высокие давления и перепады давлений [12].

Для обеспечения высокого коэффициента полезного действия теплоноситель должен терять минимум своей энергии, проходя по проточной части (пространству, где протекает среда). Для этого проточная часть профилируется так, чтобы избежать резких изменений площади проходного сечения, разных поворотов и всего, что увеличивает коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) [26].

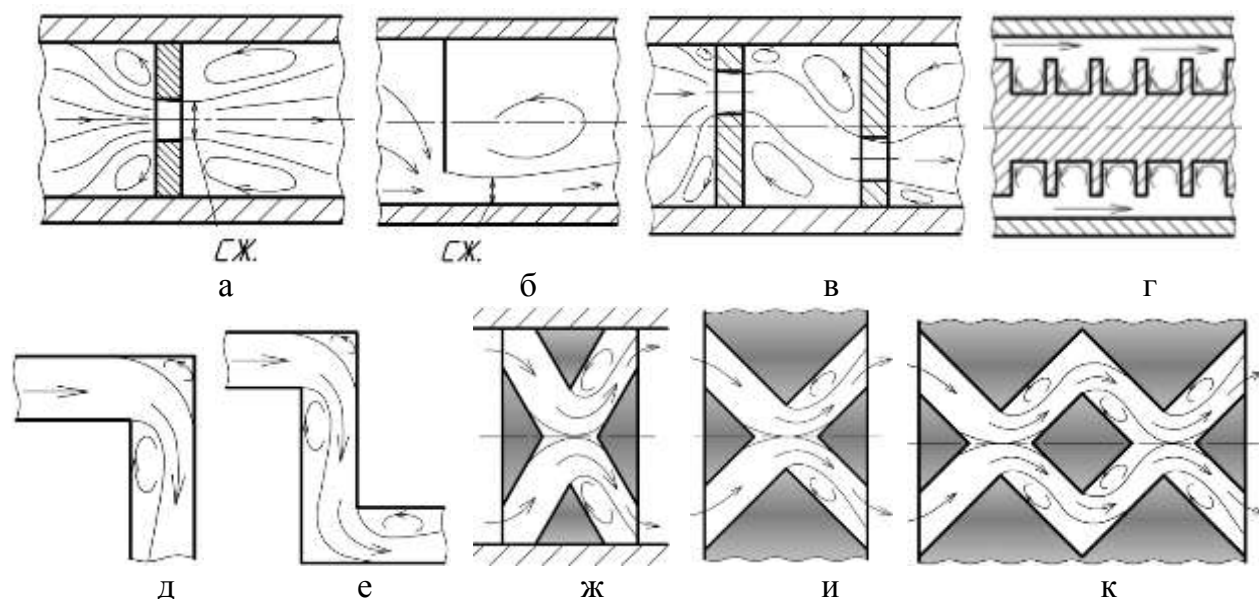
С другой стороны при пусконаладочных работах в процессе выхода на мощность, на мощности, при остановке, в аварийных ситуациях расходом движущейся среды нужно управлять [12, 43].

Под управлением расходом понимается: - поддержание режимных параметров на входе и выходе каждого конкретного элемента ЯЭУ; - регулирование расхода при управлении мощностью; - быстрое аварийное прекращение расхода в одних контурах и быструю подачу расхода в других.

### 1.1.2 Устройства управления расходом с неизменной геометрией [4, 26]

Гидравлические дроссели – устройства для поддержания расхода среды на заданном уровне в результате поглощения энергии потока путем дросселирования.

Простейшим дросселем является дроссельная шайба (диафрагма), представляющая собой диск с центральным (рисунок 1.1 а) или пристеночным (рисунок 1.1 б) дроссельным отверстием. Гидравлическое сопротивление шайбы определяется только внезапным сжатием и расширением проточной части. Для получения глубокого дросселирования приходится узкое сечение шайбы выполнять очень малым. При этом резко возрастает скорость течения среды в узком сечении, что приводит к заметному эрозионному износу и существенному снижению срока службы дросселя.



а – центральное; б – пристеночное; в – пакет дросселей; г – межребешковые камеры (параллельные канавки); д – прямой поворот; е - последовательные прямые повороты; ж – поворот в винтовых каналах; и – поворот в пересекающихся каналах; к – многие повороты; Сж – сжатие струи

Рисунок 1.1 - Приемы дросселирования потока

Повышение дросселирования решетками с гладкими отверстиями не эффективно. Ни внезапного сжатия, ни внезапного расширения в потоке параллельных струй, выходящих из решетки, не происходит.

Чтобы получить глубокое дросселирование при не очень малых размерах проходного сечения дросселя, его проточную часть необходимо специальным образом организовать (рисунок 1.1 в-к).

Прежде всего, применяется принцип многоступенчатости и устанавливают вместо одной шайбы или решетки несколько (рисунки 1.1 в), чем увеличивают коэффициент сопротивления. Это несколько снижает скорости потока, но заметно повышает осевой размер проточной части дросселя.

Степень дросселирования повышается, если пропустить поток среды по длинному узкому участку гидравлического тракта (возрастает сопротивление трения). Основными элементами такого щелевого дросселя является корпус и установленная в нем с зазором пробка определенной длины. Для увеличения степени дросселирования стенку пробки делают гребенчатой (рисунок 1.1 г). При протекании через такой дроссель энергия потока затрачивается на вращение в канавках вихрей, в результате чего увеличивается коэффициент гидравлического сопротивления щели.

Возможны дроссельные устройства, в конструкции которых использованы принципы многоступенчатости и повышения гидравлического сопротивления по длине тракта. Однако КГС трения среды о стенку очень мал, поэтому для его увеличения щель делают большой длины или с малым зазором, что является недостатком дросселирующих устройств щелевого типа.

Действие винтовых дросселей также основано на повышении гидравлического сопротивления трения по длине тракта при экономном использовании пространства. Они представляют собой узкие трубки, свернутые в спираль. В другом исполнении винтовой дроссель имеет корпус с плотно посаженной в него пробкой, на поверхности которой нарезаны одна или несколько канавок так, что среда протекает по каналу, образованному этой канавкой и корпусом.

Сопротивление здесь по сравнению со щелевым дросселем возрастает благодаря увеличению длины дросселирующего канала и в результате инерционных потерь. Поэтому при прочих равных условиях (расход, перепад давления, внутренний диаметр корпуса, площадь проходного сечения дросселирующего канала) длина винтового дросселя оказывается меньше, чем щелевого, а поперечный размер канавки - значительно больше, чем зазор у щелевого. УУР в виде винтовых трубок (длиной 7 м и диаметром 6 мм) эксплуатировались на АЭС для охлаждения каналов аварийной защиты.

Наименьшую длину имеет дроссель с винтовыми канавками, в котором теплоноситель проходит по левой и правой винтовым канавкам, испытывая при этом резкие повороты, как правило, без перемешивания (рисунок 1.1 ж). Этим создается высокий удельный (на один поворот) коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_1 \approx 2-2,5$  (до 4).

У такого дросселя есть еще одно немаловажное достоинство. В случае засорения отверстия в пакете шайб или одноканавочном винтовом дросселе перестает функционировать всё устройство. При перекрытии одного отверстия в двухканавочном дросселе - только один поворот (из десятков возможных). Таких дросселей эксплуатируется в атомной технике не одна тысяча. Случаев засорения или износа не отмечено.

### 1.1.3 Проходные сечения устройств управления расходом [4, 6, 23]

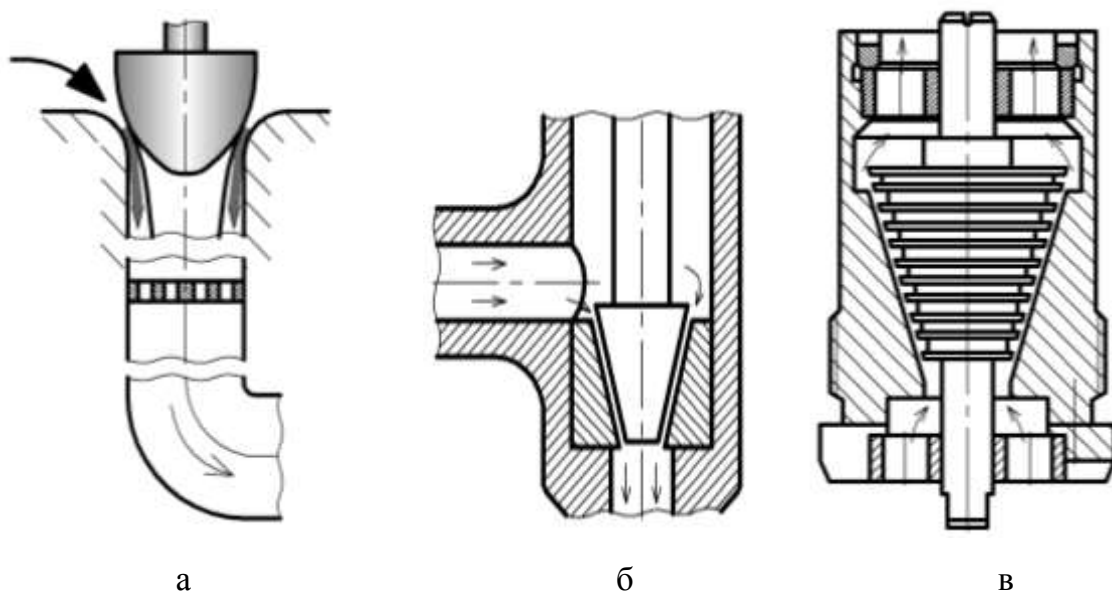
#### Золотниковые клапаны

В устройствах управления расходом изменение проходного сечения и расхода среды происходит при перемещении подвижного (регулирующего) элемента.

Регуляторы расхода (регулирующие и запорно–регулирующие) работают в широком диапазоне изменения параметров. На АЭС с их высокими параметрами, особенно перепадом давления, необходимы высокое дросселирование потока при малом открытии проходного сечения для создания требуемого перепада давления или слабое дросселирование при большом открытии проходного сечения для большой пропускной способности.

В золотниковых клапанах профилируют (делают плавнообтекаемым) проходное сечение для безвихревого обтекания (рисунок 1.2 а). В результате плавного обтекания потоком плунжера и седла коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) при малых открытиях проходного сечения очень мал. Дросселирование потока обеспечивается путем создания малого проходного сечения.

Возникающая при этом высокая скорость потока приводит к появлению нежелательных явлений со всеми вытекающими последствиями.



а - с профилированным золотником и дроссельной решеткой;

б - с конусным золотником; в - с гребенчатым

Рисунок 1.2 - Проточные части золотниковых клапанов

Для снижения перепада давления непосредственно в проходном сечении и тем самым снижения скорости потока, устанавливают дроссельные решетки с гладкими отверстиями. Однако при малых открытиях проходного сечения решетки не эффективны, а при полном открытии повышают гидравлическое сопротивление, снижая пропускную способность.

Повышение степени дросселирования обеспечивают путем замены профилированного проходного сечения на конусное (рисунок 1.2 б). Коэффициент гидравлического сопротивления увеличивается: есть сужение потока, сопротивление в щели между седлом и золотником, расширение потока. Скорости потока снижаются.

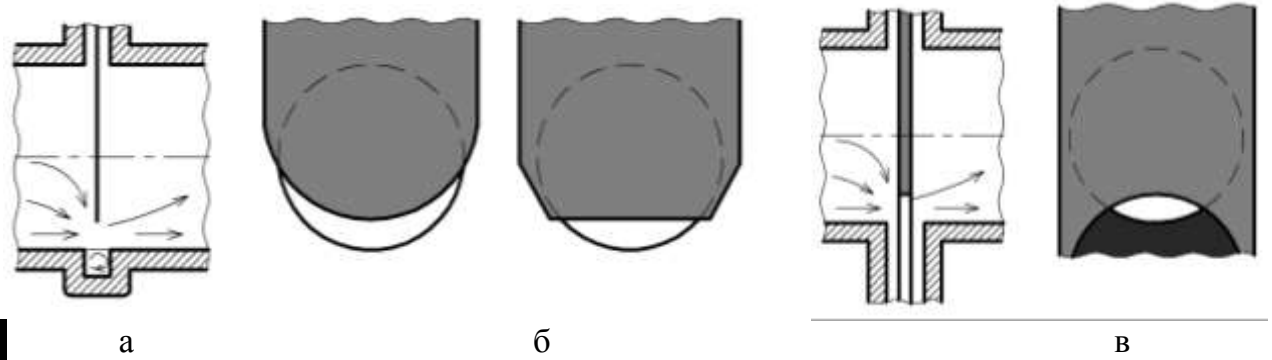
При больших перепадах давления на конусном регулирующем элементе (РЭ) выполняют дроссельные параллельные канавки (рисунок 1.2 в). Кольцевая струя между седлом и РЭ крутит вихри в межребенчатых камерах, чем заметно повышает сопротивление и осуществляется интенсивное дросселирование. Сопротивление ребенчатых клапанов относительно гладких конусных возрастает.

Клапаны ОАО "НИКИЭТ" с параллельными канавками успешно эксплуатируются в количестве нескольких десятков тысяч до перепадов давления 9 МПа: на промышленных реакторах, транспортных объектах, реакторах РБМК.

#### Регулирующие задвижки

Для дросселирования потока в регулирующих задвижках используется разнообразная форма проходного сечения: в виде полумесяца (рисунок 1.3 а), сегмента (рисунок 1.3 б) и "глаза" (рисунок 1.3 в). Проточная часть может быть прямой или иметь выемку под заход шибера. На малых открытиях во всех случаях из-за малого КГС гладкого проходного сечения образуются пристеночные высокоскоростные струи, приводящие к разъеданию материала стенок.

Некоторое увеличение коэффициента сопротивления достигается многоступенчатыми гирляндами решеток. Оно небольшое. КГС с одной решеткой около 1,5, а у десяти он 4,5, т.е. каждая решетка создает КГС всего 0,5. Поэтому решетки несколько снижают скорость потока, но заметно повышают осевой размер проточной части устройства управления расходом, выходя иногда за габариты корпуса задвижки.



а – с выемкой под шибер; б - форма начальной щели с выемкой под затвор;  
в - с круглым проходом в шибере;

Рисунок 1.3 - Проточные части регулирующих задвижек

Для борьбы с последствиями высокоскоростных струй после проходного сечения устанавливают защитные рубашки из специальных стойких сталей.

Главным достоинством задвижек является прямоточная проточная часть, низкое гидравлическое сопротивление и высокая пропускная способность при полном открытии.

Устройства управления расхода с малыми силами привода

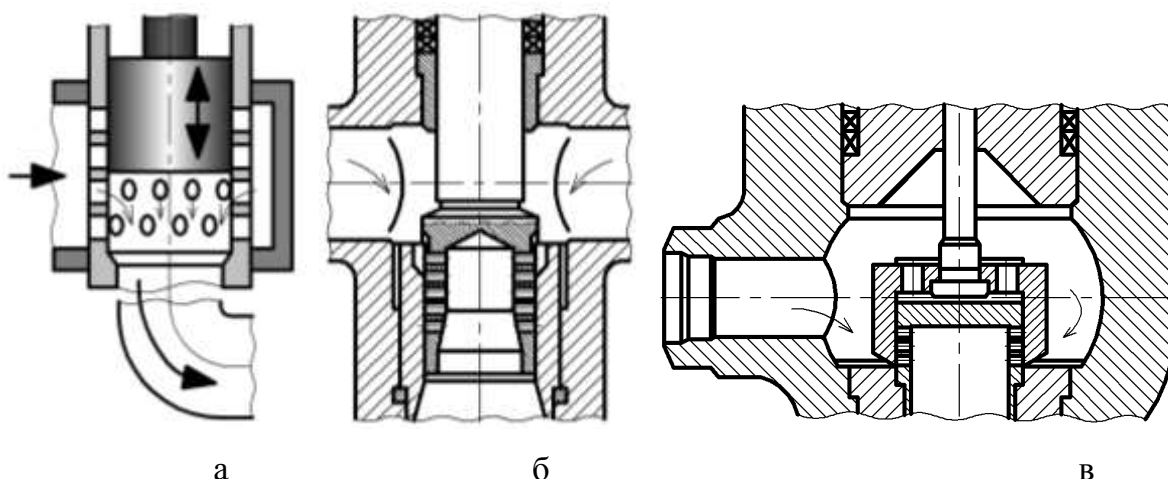
Для борьбы с высокими усилиями на штоке привода применяют проточные части с разгруженным регулирующим элементом. К ним относятся клетковые, поворотные, осевые, двухседельные и другие устройства управления расходом.

Клетковые УУР

В клетковых проточных частях (рисунок 1.4) перепад давления действует на относительно небольшую площадь штока регулирующего элемента (РЭ). В некоторых случаях в РЭ выполняются сквозные отверстия для выравнивания давления над и под ним.

Клетковая проточная часть содержит цилиндрический стакан с дроссельными отверстиями (рисунок 1.4 а). Дроссельные отверстия могут находиться в неподвижном цилиндре - гильзе или в подвижном - регулирующем элементе. Регулирующий элемент может двигаться внутри стакана с отверстиями (рисунок 1.4 а, б) или снаружи (рисунок 1.4 в).

Гладкие дроссельные отверстия в проходном сечении имеют небольшие значения КГС и высокие скорости потока рабочей среды на малых открытиях.



а, в - клетковые обоймы; б - клетковые плунжеры;  
 а, б – регулирующий элемент внутри обоймы; в - снаружи  
 Рисунок 1.4 – Иллюстрации прохождения потока в клетковых клапанах

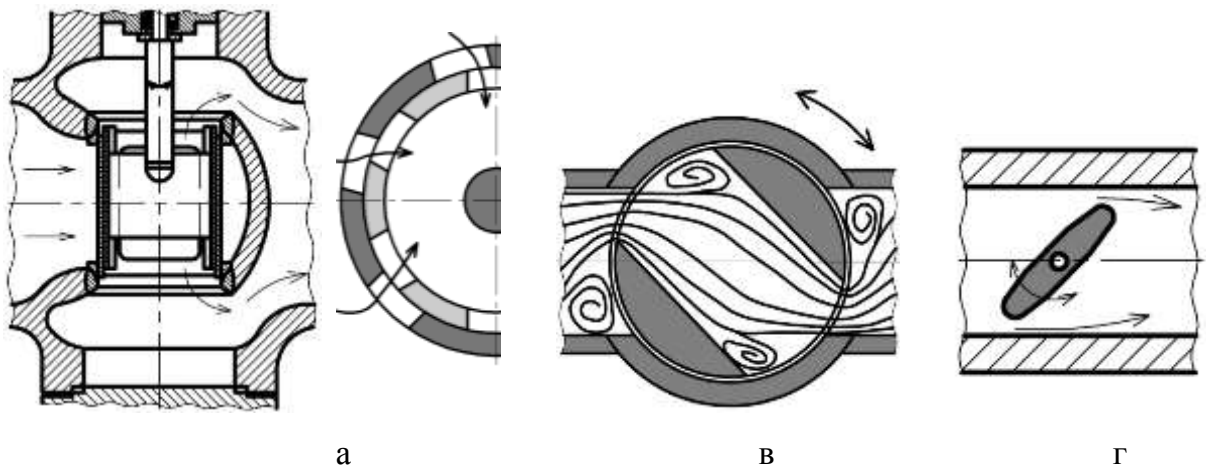
В проточных частях клетковых клапанов фирм KOSO (Япония), DRAG (США) и Parcol (Италия) образованы дроссельные каналы с последовательными поворотами потока на  $90^0$  [48, 49]. Проходная площадь каналов постепенно увеличивается от внутреннего цилиндра к внешнему или наоборот, в зависимости от направления среды (под плунжер или на плунжер). Обеспечивается глубокое дросселирование потока среды на малых открытиях: - для жидкости до 30 МПа (при 16 ступенях дросселирования); - для газа до 17 МПа (при 26 ступенях дросселирования).

Основным недостатком устройств регулирования расхода клеткового типа является непрямочность проточной части (угловая, Т, Z-образная). Сужения, расширения, повороты и развороты потока приводят к большим значениям КГС при полном открытии. В Z-образных клапанах еще и увеличиваются габариты устройства.

Другим типом разгруженных регулирующих устройств являются УУР с поворотным регулирующим элементом (рисунок 1.5).

Проходное сечение поворотно-золотникового клапана (ПЗК) (рисунок 1.5 а) образовано взаимно ответными отверстиями гильзы и золотника. Вращение золотника открывает или закрывает отверстия гильзы. Достоинства ПЗК - разгруженный регулирующий элемент и компактность исполнения. Недостатками являются: непрямочность проточной части (высокие значения КГС на больших открытиях); - высокоскоростные струи, вылетающие из проходного сечения и бьющих в шток золотника, вызывая его вибрацию.





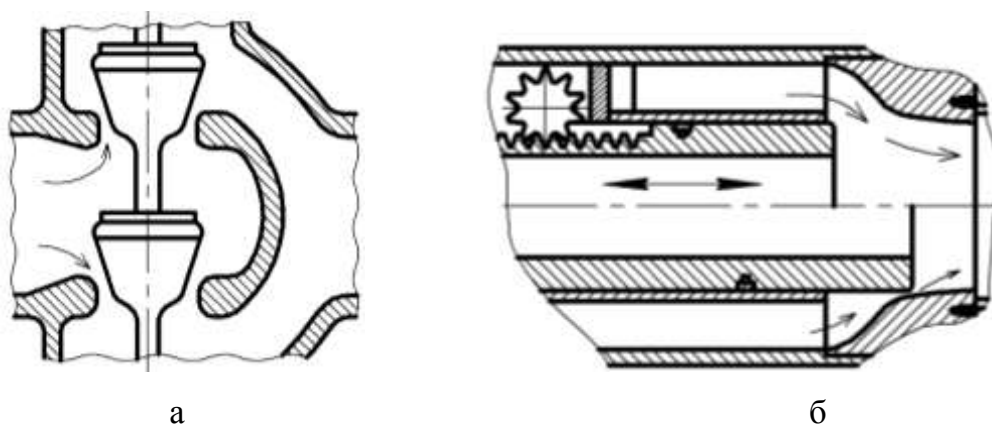
а - поворотно-золотниковый клапан; в - кран (шаровой); г - затвор поворотный;  
Рисунок 1.5 - Проточные части УУР с поворотными подвижными элементами

Характер образования проходного сечения в поворотно-дисковых клапанах тот же, что и в ПЗК, с той лишь разницей, что окна выполнены не на цилиндрических частях, а на плоских поверхностях дисков. Недостатки - те же.

Проточная часть шарового крана (рисунок 1.5 в) имеет две последовательные ступени дросселирования и, поэтому у него более высокий КГС по сравнению с остальными поворотниками. Для повышения степени дросселирования внутри шара устанавливают дроссельные решетки с гладкими отверстиями.

Двухседельный клапан (рисунок 1.6 а) имеет два профилированных проходных сечения. Коэффициент гидравлического сопротивления на малых открытиях при плавном обтекании очень мал. При этом возникают высокие скорости потока рабочей среды со всеми вытекающими последствиями.

Проточная часть осевого клапана (рисунок 1.6 б) выполнена с плавным профилированием всей проточной части, включая проходное сечение. Поэтому коэффициент гидравлического сопротивления очень мал со всеми вытекающими отсюда последствиями. Осевой клапан применяется до давления 6,3 МПа. Ограничение вызвано слабостью шестеренки перемещения подвижного элемента.



а - осевой клапан с профилированным седлом; б - двухседельный клапан

Рисунок 1.6 - Проточные части осевого и двухседельного клапанов

## 1.2 Параметры и характеристики устройств управления расходом

### 1.2.1 Использование проходной площади проточных частей

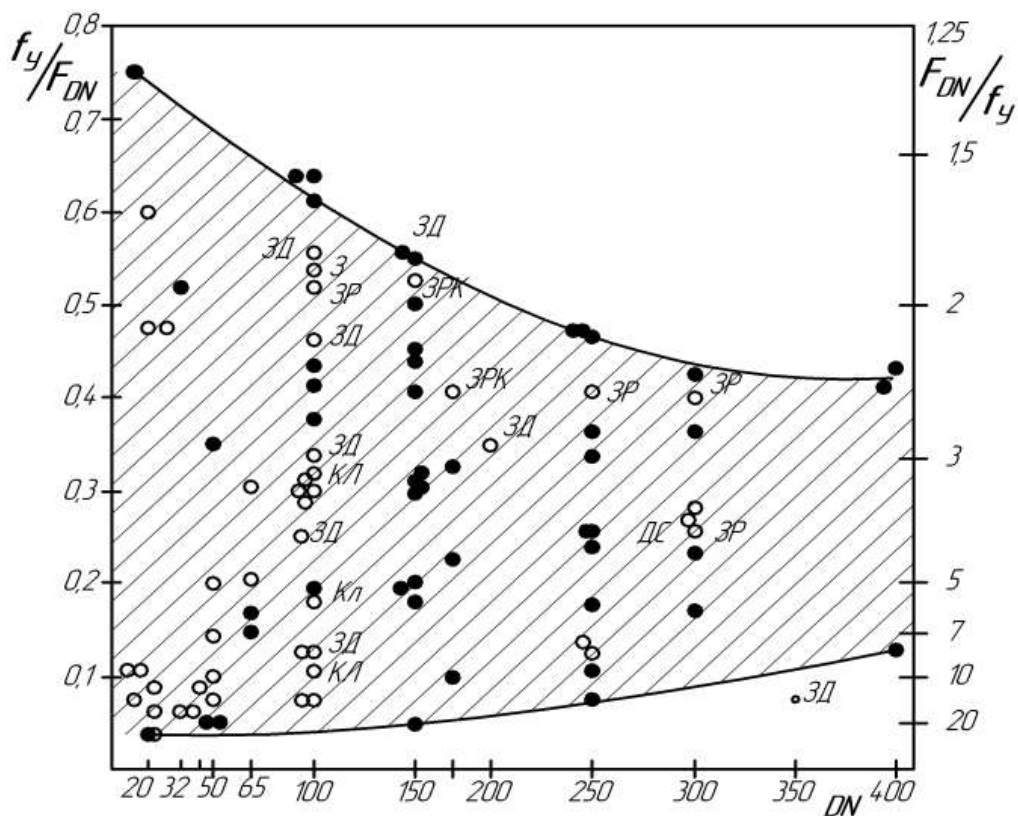
Профилирование проточной части устройств управления расходом теплоносителя проводится путем плавного изменения площади проходного сечения для обеспечения возможности относительного равномерного распределения скоростей в проточной части. Тем самым обеспечиваются малое значение коэффициента гидравлического сопротивления корпуса и большая пропускная способность на больших ходах (открытиях) регулирующего органа.

Многие устройства управления расходом имеют суженную проточную часть. При этом выполняется сужение собственно проточной части и сужение во внутрикорпусных устройствах, (шайбы, седла, шиберы) с дроссельными отверстиями.

В суженных проточных частях переходы с диаметра на диаметр применяются с прямолинейной образующей и различными углами конусности. Используется также ступенчатое сужение путем выполнения седла меньшего диаметра.

При управлении расходом теплоносителя высоких и сверхвысоких параметров сужение ПЧ осуществляется за счет конфузорно-диффузорных входов-выходов и профилированного седла (с отверстиями), приводящего к дополнительному сужению ПЧ. При этом сужение патрубков по площади составляет 0,7-0,9, а седла - 0,2-0,66. Для защиты выходного патрубка от скоростной эрозии на выходе используются защитные рубашки].

В существующих устройствах управления расходом при больших номинальных диаметрах используется только 0,1-0,45 от площади трубопровода, а при малых - 0,05-0,75 (рисунок 1.7).



$f_y$  - площадь в узком сечении;  $F_{DN}$  - площадь входного патрубка  
 Д - дроссельный; З - запорный; ЗР - запорно-регулирующий; К - клапан

Рисунок 1.7 - Использование площади проходного сечения в энергетических УУР (100 шт.) [26, 47]

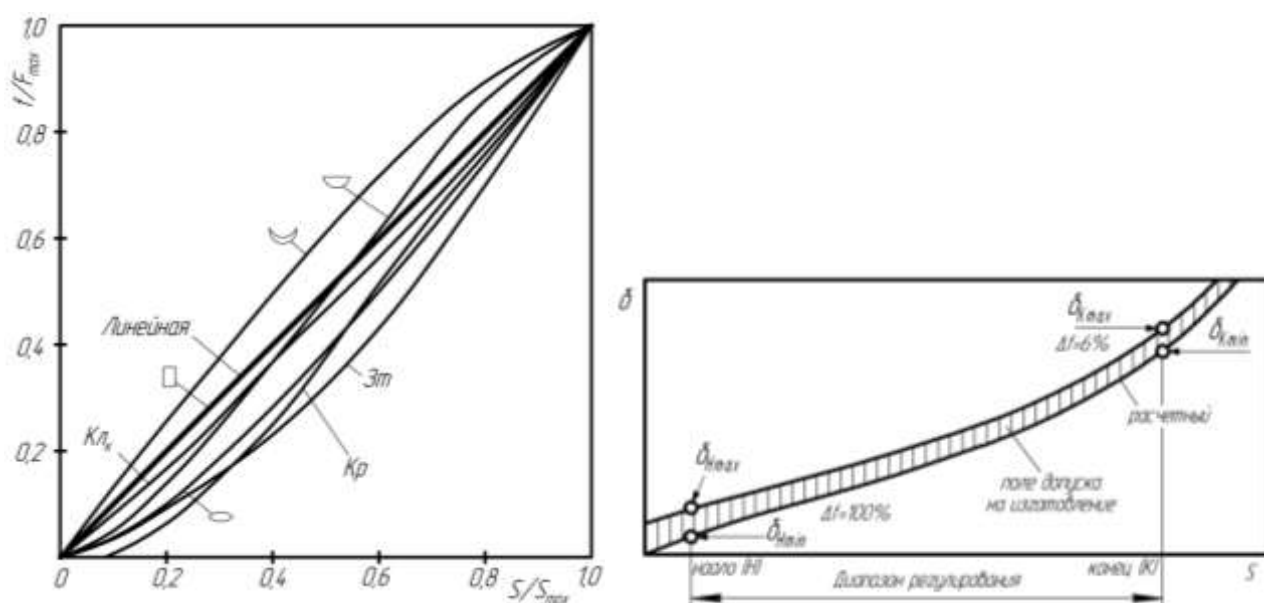
### 1.2.2 Профилирование проходного сечения в устройствах управления расходом

Изменение площади проходного сечения по ходу регулирующего элемента в значительной степени определяет расходные и другие характеристики проточной части.

Проточной части различных устройств управления расходом стараются заложить близкое к линейному изменение проходного сечения от хода регулирующего элемента (рисунок 1.8). Наибольшее отклонение от линейной характеристики на ходе 0,5: - шиберная задвижка +22%; - сегментная задвижка -2%; задвижка "глаз" -22%; - клапана (конусный) -7%; кран -25%; затвор -35%.

При линейной характеристике проходная площадь изменяется пропорционально величине перемещения регулирующего элемента.

Кроме того, важной характеристикой проточной части клапана является величина зазора (рисунок 1.9) между плунжером и седлом. При изготовлении профилированного плунжера допуск на величину зазора соизмерим с номинальным зазором в начале хода плунжера. Нужную расходную характеристику при таких зазорах можно обеспечить только при высокоточном изготовлении плунжера и седла. В случае использования конических плунжеров профиль их довольно прост, а допуск на зазор практически не имеет значения [26].

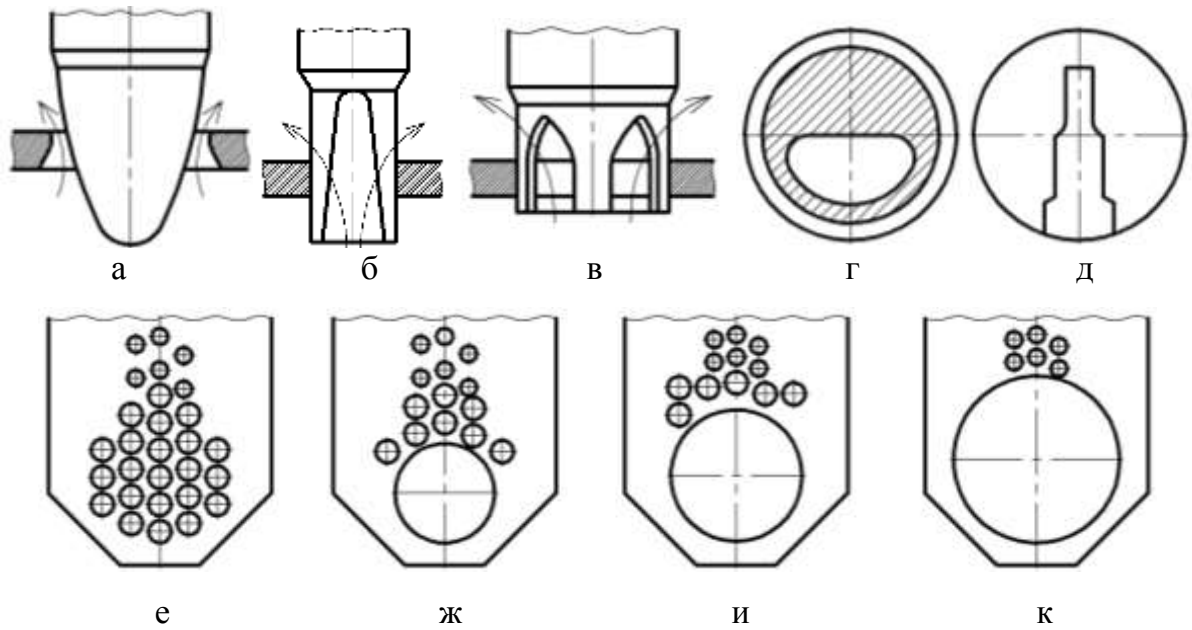


На поле показаны формы проходных сечений вблизи начала открытия;  
 Зп - затвор; Кл - клапан (к - конусный);  
 Кр - кран

Рисунок 1.8 - Изменение проходного сечения по ходу регулирующего элемента

Рисунок 1.9 - Влияние размера дроссельной щели профилированного плунжера

Обычно конструктивные характеристики получают путем профилирования регулирующего элемента и/или седла (рисунок 1.10). Для этого в золотниковых клапанах профилируют: - внешнюю поверхность РЭ, делая ее удобообтекаемой (в пробочных и сегментных РЭ) (рисунок 1.10 а, б); - фасонные окна (в полых РЭ) (рисунок 1.10 в). В задвижках профилируют проходные сечения седла (рисунок 1.10 г, д) и/или шибера (рисунок 1.10 е-к), выполняя проходное сечение сложной формы или из различного количества гладких отверстий.



а - пробочный; б - сегментный; в - полый юбочный; г, д - профилированные седла;  
е-к - профилированные шиберы

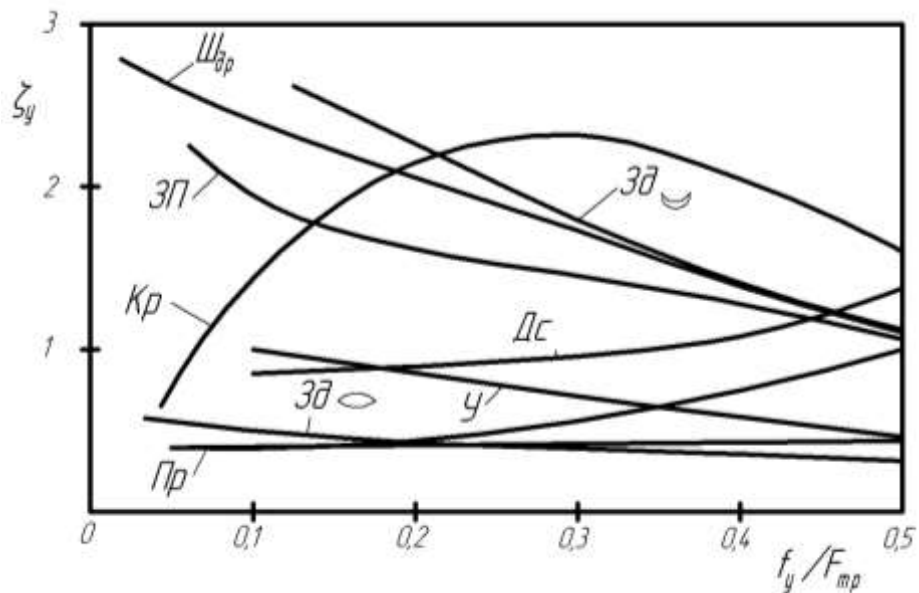
Рисунок 1.10 - Профили проходных сечений

### 1.2.3 Изменение коэффициента гидравлического сопротивления от степени открытия

Проточную часть устройства управления расходом характеризует коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta$ . Если его рассчитывать по скорости течения жидкости в подводящем трубопроводе, численные значения  $\zeta$  изменяются от долей единицы при полном открытии клапана до десятков, сотен и даже тысяч при малых открытиях проходного сечения. Это совершенно не информативно при расчете устройств управления расходом (а не гидравлических контуров).

Поэтому рекомендуется относить коэффициент  $\zeta$  к узкому сечению проточной части и сравнивать с 1, т.е. полной потерей динамического напора.

Зависимость  $\zeta$  от степени открытия ( $\zeta = f(s)$  от хода или  $\zeta = f(f_{узн}/F)$  от площади) в существующих устройствах управления расходом весьма разнообразна (рисунок 1.11): с увеличением степени открытия плунжера может уменьшаться, возрастать, почти не изменяться, сначала возрастать, а потом уменьшаться [1, 26, 71-73].



Дс - двухседельный; Зд - задвижка; ЗП - затвор поворотный; Кр - кран шаровой;  
 Пр - профилированный; У - угловой; Ш<sub>др</sub> - шайба дроссельная  
 Рисунок 1.11 - Изменение КГС по степени открытия проходного сечения

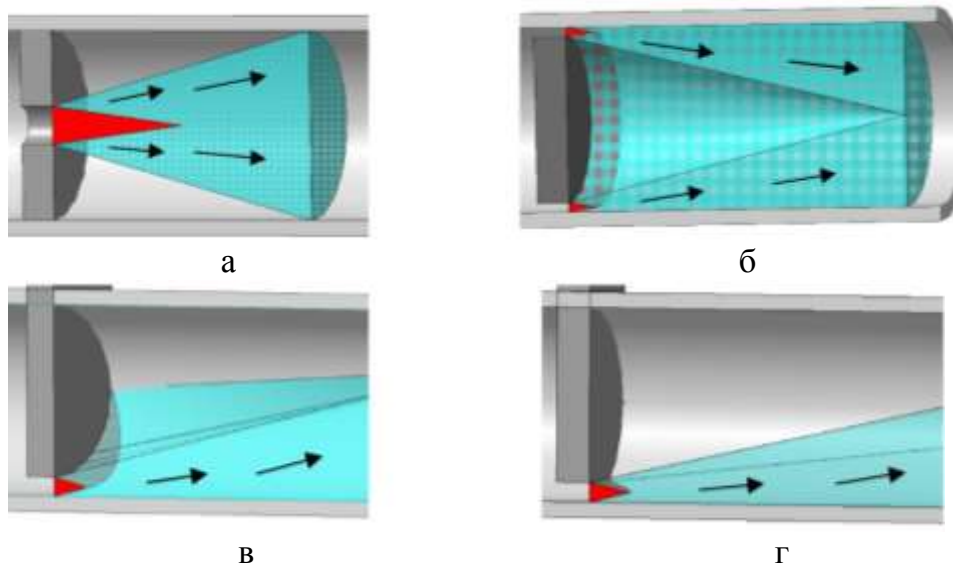
Наиболее целесообразны для регулирования устройства, в которых по мере закрытия плунжера степень дросселирования возрастает в основном вследствие изменения коэффициента сопротивления, а не скорости течения жидкости. При больших степенях открытия плунжера в этих устройствах достигается достаточно большая пропускная способность. Совершенно по другому изменяется КГС у двухседельного клапана - растет по мере открытия проходного сечения.

Характер изменения КГС на малых открытиях зависит не только от типа устройства управления расходом, но и от геометрии проходного сечения (рисунок 1.11). Это хорошо наблюдается у задвижек: - у шиберной увеличивается при закрытии (при наличии выемки под шибер КГС немного больше); - с прямоугольным проходным сечением сначала увеличивается потом слегка уменьшается; - с проходным сечением в виде "глаза" практически не изменяется.

В диапазоне открытий 0,2 - 0,3 у некоторых устройств управления расходом (цилиндрический и шаровой краны, задвижки с прямоугольными и квадратными проходными сечениями) наблюдается падение значений КГС в сторону меньших открытий.

### 1.2.4 Струи в проходном сечении

Каждую струю, выходящую из проходного сечения устройства управления расходом, отличает ядро с очень высокой скоростью и основной поток с заметно меньшей скоростью (рисунок 1.12). При наличии после устройства управления расходом прямого канала струи почти не теряют свою энергию, коэффициент гидравлического сопротивления получается очень малым (меньше 1), поэтому создаются большие скорости течения со всеми вытекающими отсюда последствиями.



а - центральная струя; б - кольцевая; в - пристеночная; г - пристеночная сегментная

Рисунок 1.12 - Формы газовых струй на малых открытиях УУР,  
рассчитанные по [1, 44]

## 1.3 Состояние устройств управления расходом на АЭС

### 1.3.1 Нежелательные процессы в проточной части и их проявление

Технологические процессы на современных атомных станциях (АС) сопровождаются нежелательными явлениями: коррозией, кавитационной и каплеударной эрозией, эрозией-коррозией, коррозионным растрескиванием под напряжением, образованием отложений, вибрацией, кавитацией и др. Наиболее распространенным механизмом повреждения трубопроводов АС является эрозия-коррозия металла в одно- и двухфазном потоках [25, 32].

Локальная эрозия-коррозия наблюдается в каналах сложной геометрии и является основной причиной образования свищей, внезапных и аварийно-опасных разрушений элементов трубопроводов и оборудования АС [7, 11].

Эрозионно-коррозионные повреждения снижают безопасность, надежность и эффективность эксплуатации АС и приводят к экономическим потерям.

При пусковых режимах на частичных нагрузках с ростом расхода питательной воды и достижением максимальных локальных скоростей её движения возможно возникновение интенсивной кавитационной эрозии, которая приводит к разрушению защитного оксидного слоя, что значительно интенсифицирует процессы эрозии-коррозии [25].

К основным дефектам, проявляющимся при эксплуатации и ремонте устройств управления расходом являются [7, 9-11]:

- утонение стенок корпусов и выходных патрубков;
- размыв металла проточной части корпуса коррозионно-эрозионного характера;
- эрозионный износ дисков затворов;
- нестабильность поддержания расхода.

При эксплуатации энергетических устройств управления расходом возможны следующие состояния работы:

- длительная устойчивая работа;
- работа с отдельными проявлениями отрицательных явлений;
- нестабильная работа, поломка.

Основные усилия направлены на борьбу с последствиями [7, 10]:

- эксплуатационный контроль металла;
- выполнение ремонтно-восстановительных работ;
- создание оксидных пленок.

Предлагаемые эксплуатационниками решения проблем эксплуатации [14]:

- новые конструкции проточной части корпусов;
- нанесение покрытий на контактные поверхности.



### 1.3.2 Особенности устройств управления расходом ЯЭУ

Жесткие требования по надежной и безопасной эксплуатации ЯЭУ исключает возможность использования большинства арматурных изделий, применяемых в тепловой энергетике, в ЯЭУ. Основные требования к атомным арматурным изделиям регламентируются Правилами и нормами атомной энергетики государственными (ПНАЭ Г) и нормами и правилами (НП).

Проточная часть устройств управления расходом при полном открытии проходного сечения из экономических соображений должна обеспечивать наименьшие коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) и уровень шума [13].

Экспериментальный КГС не должен превышать значений: кран - 0,5; задвижка - 1 ( $DN > 200$ ) и 1,5 ( $DN \leq 200$ ); затвор (поворотный) - 3; клапан (запорный, регулирующий, дроссельный) - 5,5-9; клапан обратный - 6 [13].

Обеспечению наименьших КГС уделено много внимания при выборе проточной части устройства управления расходом теплоносителя. Поэтому, как правило, выбираются задвижки, которые являются прямоотчными устройствами с малым КГС (1-1,5) .

Противоположно задвижкам клапаны – не прямоотчные и не прямопроходные устройства, поэтому имеют очень большие коэффициенты сопротивления (5,5 – 9). И тем не менее они применяются на АС.

Устройства управления расходом должны быть работоспособны в течение всего срока эксплуатации (СЭ) при следующих скоростях рабочей среды в трубопроводе на входе в устройство:

- вода: • до 5 м/с в номинальном режиме; • до 7,5 м/с в течение 1000 ч за СЭ;
- до 25 м/с на выходе из арматуры в течение 10 ч/год для арматуры СБ;
- пар и газ: • до 60 м/с в номинале; • до 100 м/с в течение 1000 ч за СЭ [13].

В зависимости от типа теплоносителя и материала стенок трубопровода скорости не должны превышать значений, указанных в таблице 1 (на основе опыта проектирования и эксплуатации АЭС) [55].

Внутри непрямоточной арматуры, т.е. клапанов, эти скорости превышаются многократно, достигая десятков м/с по воде, поэтому проточные части должны тщательно конструироваться на отсутствие кавитации и т.п. Главная проблема в скоростях среды не на входе, а в самом узком проходном сечении проточной части и на выходе из нее в прилегающий трубопровод.

Таблица 1 - Ориентировочные скорости теплоносителей в трубопроводах [55]

Теплоноситель	Материал трубопроводов - сталь	Скорость, м/с
Вода на всасе		0,6 - 1,5
Вода под давлением	Углеродистая	2 - 4
	Нержавеющая	8 - 12
Пароводяная смесь		
Свежий пар	Углеродистая и низколегированная	45 - 50
Пар низкого давления		50 - 70

Уровень звукового давления в устройствах управления расходом - до 80 Дб в 2 м от устройства без учета работы в режиме дросселирования ( $\approx 10\%$  хода от "закрыто") [13].

Если «рев» обнаруживается при испытаниях, находят причину и устраняют ее, вплоть до переделки проточной части.

Устройства управления расходом должны быть вибростойки в диапазоне частот от 5 до 100 Гц при ускорении до 1g и амплитуде до 50 мкм. Необходимо указывать допустимый минимальный уровень открытия и максимально допустимый перепад давления [13].

Вибростойкость устройств управления расходом предусматривается конструкторско-технологическими мероприятиями, подтверждается предварительными расчетами и проверяется при испытаниях.

При аварийных ситуациях (разрыв трубопровода и др.) устройства управления расходом должны выдерживать полный рабочий перепад давления. Это выполнимо только при замене гладких проходных сечений на интенсифицированные.

#### 1.4 Интенсификация дросселирования проходного сечения

В устройствах управления расходом с гладким проходным сечением дросселирование обеспечивается сужением проходной площади. При этом на выходе из проходного сечения образуются струи с высокой скоростью. В задвижках, затворах эти струи проходят вблизи стенок проточной части устройства и прилегающего трубопровода.

Поскольку в энергетических установках растут параметры рабочей среды (давление, перепад давления, расход, температура), устройства управления расходом с гладким проходным сечением работают на границе или переходят в область нестабильной работы с появлением вибрации и кавитации и других нежелательных процессов в проточной части.

Для повышения надежности работы пытаются интенсифицировать проточную часть устройств управления расходом, т.е. увеличить коэффициент гидравлического сопротивления. При этом для сохранения требуемых перепада давления и расхода приходится увеличить проходное сечение проточной части, что снижает скорость течения [26, 39].

Для увеличения гидравлического сопротивления необходимы специально организованные проточные части, в которых потери давления обусловлены не столько изменением проходного сечения, сколько вихреобразованием в дроссельных канавках, потерями при повороте потока, поворотом потока (потоков) в дросселях с пересекающимися каналами [43].

Первый прием интенсификации дросселирования в ЯЭУ, по-видимому, был предложен профессором МГТУ им. Баумана, кафедры МГТ, В.В. Мишке в 50-е годы прошлого века. Он предложил выполнять параллельные канавки на коническом регулирующем элементе устройства управления расходом. Кольцевая струя в проходном сечении крутит вихри в межребенчатых камерах. Энергия потока тратится на это кручение, чем заметно повышается гидравлическое сопротивление. Скорости снизились, срок службы устройств управления заметно возрос. Отмеченное устройство управления работало при давлении до 8 МПа.

В 1967 г в НИКИЭТ было предложено некоторое развитие приема В.В. Мишке: запорно-регулирующий клапан (ЗРК) с канавками на конусе, с профилированием проточной части, в эрозионностойком исполнении. Это устройство управления расходом реализовано на всех реакторах РБМК. Вместо 12 лет ЗРК отработали 40 лет без замены [39].

При взятии пробы воды из ядерного реактора каждой атомной подводной лодки перепад давления достигал 20 МПа. При этом возникал очень сильный шум, настолько, что потенциальные противники узнавали о нахождении каждой нашей лодки. В НИКИЭТ в 1973г был предложен принципиально новый дроссель с правой и левой винтовыми канавками. В этом дросселе жидкость проходит по левой и правой винтовым канавкам, испытывая при этом резкие повороты, как правило, без перемешивания. Этим создается высокий удельный (на один поворот) коэффициент гидравлического сопротивления  $\zeta_1 \approx 2-2,5$  (до 4). Использование нескольких поворотов в таком дросселе устранило шум. Сейчас они применяются тысячами на одной ЯЭУ [43].

Фирма KOSO (Япония) в 1965 г. предложила устройство управления расходом с проходным сечением из множества пластинок, в которых выполнено несколько поворотов под прямым углом. КГС возрос очень сильно. Но сильно возросли и габариты устройства. Лицензии у KOSO купили США (фирма DRAG, 1986 г.), Италия ("Paccol") и др. страны [48, 49].

За 20 последних лет было создано 105 изобретений интенсификации проходного сечения устройств управления расходом, каждый из которых предлагал свои труднореализуемые варианты по увеличению коэффициента гидравлического сопротивления и снижению скоростей потока [33].

1.5 Методы обоснования работоспособности устройств управления расходом теплоносителя

#### 1.5.1 Общие сведения

Для обоснования работоспособности устройств управления расходом и получения их рабочих параметров и характеристик применяются экспериментальные и расчетные методы.

К экспериментальным методам относятся непосредственно физические эксперименты и все данные, получаемые при этом. Эксперименты могут быть разделены на две группы:

- интегральные, цель которых - получение рабочих характеристик;
- структурные (визуализация) - для получения спектра потока, установления качественных характеристик, в том числе наличия и формы областей отрыва пограничного слоя, вихрей и скачков уплотнения, состояния потока (ламинарное или турбулентное, стационарное или нестационарное).

При визуализации течений применяются различные методы исследования течений [34, 38].

В расчетных методах данные первоначально существуют в виде двумерных полей скалярных или векторных величин. Эти двумерные поля изображаются соответствующими программными средствами:

- скалярные поля в виде изолиний или цветового представления пространства между изолиниями;
- векторные поля изображаются стрелками, имеющими масштаб и направление, соответствующими представляемой векторной величине, а также линиями тока.

Компьютерные технологии предлагают комплексы для расчета поля течения и средства визуального представления этих полей. Существующие компьютерные программы визуализации дают информацию, которая с точки зрения ее практического использования является с одной стороны сверхизбыточной, с другой стороны - недостаточной [8].

Недостатком является несвязанность ученых, конструкторов, инженеров с разработчиками визуального представления [8]. Нужно представлять визуально то, что необходимо для практики.

Число потоков, для которых существуют точные аналитические решения уравнений движения жидкости довольно невелико, и многие из них настолько сильно идеализированы, что воспроизвести их в условиях лабораторного эксперимента невозможно [3].

Исследование процесса проводится на весьма схематичных потоках, а не на более близких к реальности системах, для которых может быть получено лишь приблизительное решение. Численные методы получают приблизительные решения гидродинамических уравнений и часто служат источником ложных эффектов, отсутствующих в реальной задаче [3].

Компьютерное моделирование даже простых потоков часто приводит к непреодолимым трудностям. Теоретические исследования нуждаются в объединении с хорошо поставленными экспериментами [3].

В силу физической сложности явлений в проточной части устройств управления расходом наиболее надежным до сих пор средством для определения характеристик является эксперимент в сочетании с законами подобия. [5]

#### 1.5.2 Расчетные методики и программные коды

Для расчета устройств управления расходом применяются аналитические расчетные методики и программные коды [15-18, 20-22, 27-31, 34-37, 40-41]. Они предназначены для гладких проточных частей (прямых каналов, сопел Лавая, конфузоров, диффузоров и др.), по которым имеется обширная экспериментальная база параметров и характеристик как устройств в целом, так и отдельных элементов проточной части. Особенно важным параметром, получаемым при экспериментах, является КГС (или коэффициент истечения  $\mu$ ).

На основе имеющейся базы экспериментальных значений проводится верификация программных кодов и аналитических расчетных методик для существующих устройств управления расходом с гладким проходным сечением.

Существует большое разнообразие аналитических расчетных методик, позволяющих рассчитывать как нормальные потоки однокомпонентной жидкости [15, 18, 30], так и критические двухфазные потоки метастабильной жидкости и многое другое [16-17, 20, 24]. Результаты расчета гладких проточных частей хорошо согласуются с экспериментальными данными. По интенсивно дросселированной проточной части расчетные методики не обнаружены.

Часть из методик основана на физических процессах происходящих в проточной части [16, 18, 31], а часть - на методе подобия и размерностей с экспериментальным определением некоторых коэффициентов и слагаемых [15]. КГС в них не учитывается.

Среди разнообразия программных кодов для расчета гидродинамики проточной части устройств управления расходом можно выделить основные из них [77, 78]:

- в НИКИЭТ им. Н.А. Доллежала применяется программный комплекс ANSYS-CFX, использующий систему уравнений Навье-Стокса и модели турбулентности k-ε и k-ω с пристеночными функциями.

- в НИЦ "Курчатовский институт" - программный комплекс для решения пространственной гидродинамики, включающий в себя модель движения неизотермической среды на основе платформы OpenFOAM. При решении гидродинамики используется подход Эйлера и решаются три основных закона сохранения (количества движения, массы и энергии), описывающих движение жидкой среды.

- в НИТИ им. А.П. Александрова освоен программный комплекс STAR-CD, использующий для расчета гидродинамики уравнения Навье-Стокса.

В указанных программных комплексах при расчетах не применяется коэффициент гидравлического сопротивления. Вместо него используется коэффициент истечения, который не применим для сложных вихревых течений в устройствах управления расходом.

В программных комплексах при решении задач гидродинамики используются уравнения, связывающие турбулентные напряжения с осредненными скоростями, причем в основе этих уравнений лежат те или иные теории турбулентности, дополненные экспериментальными данными.

В большинстве случаев такие замыкающие полуэмпирические соотношения учитывают не более двух характеристик турбулентности. В тоже время два турбулентных потока с одинаковыми значениями турбулентных напряжений, которые определяются используемыми при решении задач гидродинамики уравнениями, могут иметь совершенно различную макро и микроструктуру [20].

Поэтому достоверность конечных количественных результатов может быть гарантировано только для однотипных задач, где есть уверенность в достоверности используемых констант турбулентности [20].

### 1.5.3 Особенность расчета интенсифицированных проточных частей [20, 38, 78]

В отличие от гладких в интенсифицированных проточных частях поток имеет сложную вихревую структуру с дополнительными сужениями и множественными вихрями. Коэффициент гидравлического сопротивления таких проточных частей гораздо выше из-за дополнительных потерь энергии потока на кручение вихрей. Экспериментальные данные по интенсифицированным проточным частям практически отсутствуют (из-за их узкого диапазона применения). Поэтому использование существующих аналитических методик расчета и программных кодов приводит к недостоверным (ошибочным) результатам. Несколько примеров:

- на стенде плоского моделирования (физических эксперимент) и в программном коде были получены гидродинамические структуры потока в проходном сечении сложной формы с образованием вихревого потока. Расчетные и реальные картины течения значительно отличаются. Расчетный поток более безвихревой - отсутствуют вихри, имеющие место при физическом эксперименте. Отличается также форма и размеры вихрей, а также величина сужения потока. Будет отличаться и коэффициент гидравлического сопротивления, а следовательно и другие параметры и характеристики устройства;

- при моделировании трехмерных интенсифицированных проходных сечений сложной формы расхождение расчетных данных с экспериментальными, полученными на объемном стенде составляет 1,3 - 1,45 раза.

В связи с этим использование расчетных программных комплексов для обоснования работоспособности интенсифицированных устройств управления расходом требует верификации для расчета вихревых течений в каналах сложной формы.

Необходимо создание единой методики расчета интенсифицированных устройств управления расходом, основанной на физических зависимостях.



## 1.6 Заключение

1. Исполнение проточной части корпуса и проходного сечения устройств управления расходом теплоносителя – очень важно для стабильной устойчивой работы систем нормальной эксплуатации и систем безопасности теплогидравлических машин, работающих в условиях высоких перепадов давлений и скоростей протекания среды.

2. Основные дефекты, проявляющиеся при эксплуатации устройств управления расходом: утонение корпусов в местах дросселирования; эрозионно-коррозионный износ регулирующих элементов и седел; вибрация; кавитация и т.п.

3. Нормы и правила ядерной энергетики (НП-068-05 и другие) требуют работоспособности трубопроводов в течение всего срока эксплуатации со скоростями течения среды на воде до 5 м/с и до 60 м/с по пару. В проходном сечении устройств управления расходом, образованных подвижным элементом и седлом, скорости потока значительно превосходят указанные, особенно при работе на полном перепаде давления, равном давлению контура.

4. Главной причиной отрицательных явлений, проявляющихся при работе устройств управления расходом, таких как шум, вибрация, пульсация, нестабильность, кавитация, эрозионно-коррозионный износ – является скорость среды в самом узком проходном сечении.

5. Повышение дросселирования решетками с гладкими отверстиями, выполняемыми в седле и/или в регулирующем элементе недостаточно эффективно. Ни внезапного сжатия, ни внезапного расширения в потоке параллельных струй, выходящих из решетки, практически не происходит. Такие решения пригодны только при работе под перепадом давления контура (до 1,6 - 4 МПа), а не под полным перепадом давления.

6. В клетковых клапанах с поворотами потока вокруг прямых углов в проходном сечении образуются невысокие скорости потока. Чем сильнее снижаются скорости, тем больше требуется площадь проходного сечения. Поэтому у указанных изделий высокие массогабаритные параметры.

7. В гладких отверстиях дросселирование происходит на входе в отверстие, по длине его и на выходе. За рубежом используются повороты вокруг прямого угла.

В России (ОАО "НИКИЭТ") используют гребенчатые канавки, повороты вокруг острых углов в винтовых канавках, повороты в перекрещивающихся каналах (пазах и отверстиях). Во всех случаях вместо высокоскоростного потока из проходных сечений выходит поток с заметно меньшей скоростью.

8. Площадь проточной части существующих энергетических устройств управления расходом используется неэффективно. При больших номинальных диаметрах проходным сечением используется 0,1 - 0,45 от площади входного трубопровода, а при малых - 0,05 - 0,75. Таким образом имеется поле для интенсификации проточной части существующих устройств путем повышения коэффициента гидравлического сопротивления и проходной площади.

9. Площадь проходного сечения существующих устройств управления расходом по ходу регулирующего элемента изменяется практически линейно. Коэффициент гидравлического сопротивления проходного сечения напротив изменяется весьма разнообразно: с увеличением степени открытия регулирующего элемента может уменьшаться, возрастать, почти не изменяться, сначала возрастать, а потом уменьшаться.

10. До недавнего времени диапазон применения интенсификации дросселирования проточной части был ограничен диаметром 65 мм и давлением 10 МПа. При разработке новых реакторных установок на быстрых нейтронах растут мощности и параметры теплоносителя: перепад давления, расход, температура. Требуется расширение диапазона применения интенсификации дросселирования проточной части до перепада давления 18-20 МПа,  $t$  до 500-600 °С и номинального диаметра до 500 мм.

11. Для обоснования работоспособности (расчета) устройств управления расходом с гладким проходным сечением на основе большого количества экспериментальных данных разработаны разнообразные методики расчета и программные коды, которые периодически дополняются и верифицируются.

12. Использование существующих методик расчета и программных кодов для расчета интенсифицированных проточных частей приводит к недопустимым погрешностям получаемых величин. Это связано с более сложным характером вихревого течения и отсутствия экспериментальных данных по интенсифицированным проточным частям.

## 2. АНАЛИТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ДРОССЕЛИРОВАНИЯ ГЛАДКИМИ И ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫМИ ПРОХОДНЫМИ СЕЧЕНИЯМИ

### 2.1 Введение

Проточная часть устройств управления расходом весьма разнообразна: от гладких щелей до сложных геометрических форм, представляющих собой сочетание расширений, сужений, поворотов, ниш и др. Гидравлические параметры устройств зависят прежде всего от гидродинамической структуры потока теплоносителя, которая определяет характеристики проточной части.

Для анализа проточных частей необходимо определить (путем расчета или экспериментально) расходную и скоростную характеристики, пропускные способности, коэффициенты гидравлического сопротивления, числа кавитации, зазоры между регулирующим элементом и седлом и др.

### 2.2 Анализ характеристик устройств управления расходом

#### 2.2.1 Параболы сопротивления объекта и устройства управления расходом

Основные параметры потока регулируемой среды связаны соотношением:

$$\Delta p = \zeta \rho Q^2 / 2f_y^2, \quad (2.1)$$

где  $\Delta p$  – перепад (потери) давления при проходе через устройство управления расходом;

$\zeta$  – коэффициент гидравлического сопротивления;

$\rho$  – плотность среды;

$Q$  – объемный расход;

$f$  – поперечная площадь проходного сечения;

$y$  – относится к узкому сечению [52-55].

Скорость среды в узком сечении (в проходном сечении, дроссельной щели):

$$w_y = Q / f_y$$

Коэффициент дросселирования, т.е. отношение перепада давления на элементе проточной части ко второй степени расхода протекающей через него среды ( $K_{др} = \Delta p / Q^2$ ), является характерным параметром устройства управления расходом, определяющим диапазон его возможностей. Из формулы (2.1) следует:

$$K_{др} = \zeta \cdot \rho / 2f^2, \quad (2.2)$$

где плотность зависит от температуры среды.

Диаграмма и основные понятия по регулированию расхода представлены на рисунке 2.1. Располагаемый максимальный перепад давления (позиция 1) принят постоянным. Изменение перепада давления на объекте и устройстве управления расходом (позиции 3-5) приняты квадратичными. В закрытом состоянии проходного сечения (позиция 2) перепад давления на объекте равен перепаду давления на УУР. По мере открытия проходного сечения перепад на УУР уменьшается, а на объекте - увеличивается [52-55, 59-60 ].

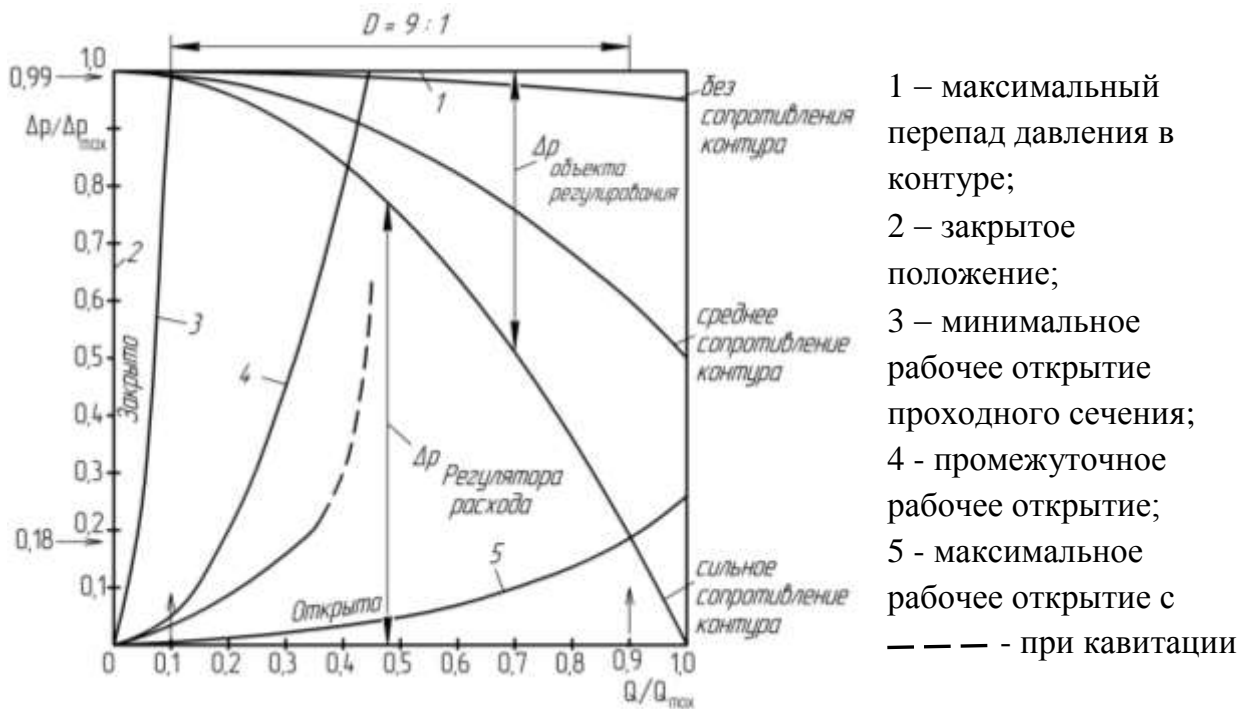


Рисунок 2.1 - Диаграмма регулирования расхода

Устройства управления расходом работают при высоких параметрах рабочей среды, особенно перепаде давления. Поэтому необходимы высокое дросселирование потока при малом открытии проходного сечения (ПС) для создания требуемого перепада давления или слабое при большом открытии ПС для большой пропускной способности. Из рисунка 2.1 следует:

- при минимальном рабочем открытии ПС:  $K_{др} = \Delta p / Q^2 = 0,99 / 0,1^2 = 99$ ;
- при максимальном рабочем открытии ПС:  $K_{др} = 0,18 / 0,9^2 = 0,22$ .

Для широкого диапазона регулирования ( $Q_{max} / Q_{min} = 9$ ) коэффициент дросселирования при малом и полном рабочих открытиях ПС должен отличаться в:

$$K_{др\ нач} / K_{др\ кон} = 99 / 0,22 = 450 \text{ раз (!)}.$$

Резкое изменение характера параболы сопротивления, когда перепад давления на устройстве управления расходом растет, а расход практически неизменим (пунктирная линия), для несжимаемой среды объясняется кавитацией, а для сжимаемой - критическим истечением. Происходит это тогда, когда скорость потока среды через проходное сечение велико, а давление за устройством мало.

### 2.2.2 Расходная характеристика и пропускная способность

Расходные характеристики, т.е. зависимости расхода рабочей среды  $Q$  от хода (пропускная способность) регулирующего элемента  $Q = f(s)$  строятся по точкам пересечения парабол сопротивления с линией перепада давления (внутренняя характеристика), с параболами контура (внешняя характеристика) и с линией  $\Delta p = 0,1$  МПа [26].

Расходную характеристику устройства управления расхода (рисунок 2.2) можно получить линейной или равнопроцентной на большей части хода регулирующего элемента, варьируя проходное сечение. Если перепад давлений на УУР одинаков, то характеристика называется внутренней, частным случаем которой является пропускная способность  $Q_1 = Q/\sqrt{\Delta p}$  (см. рисунок 2.2).

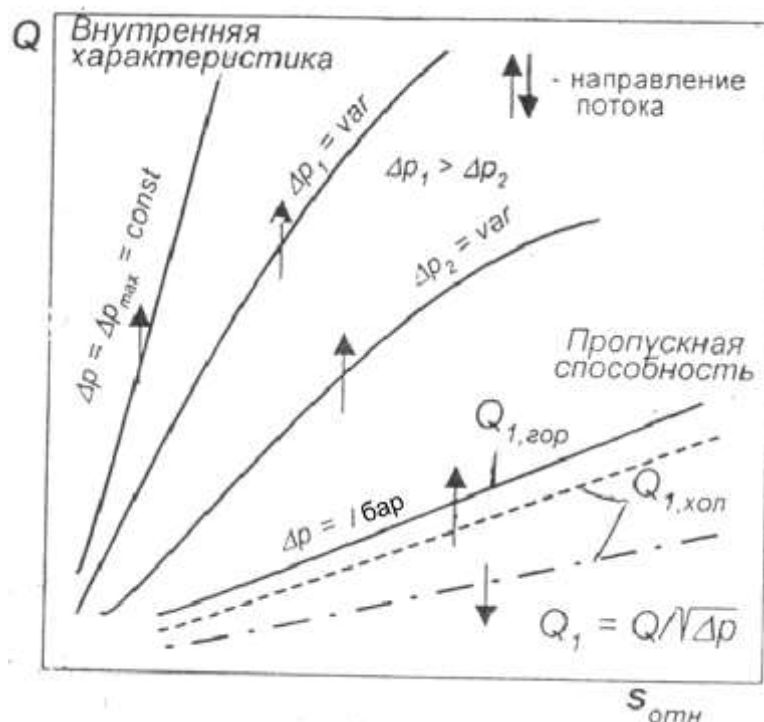


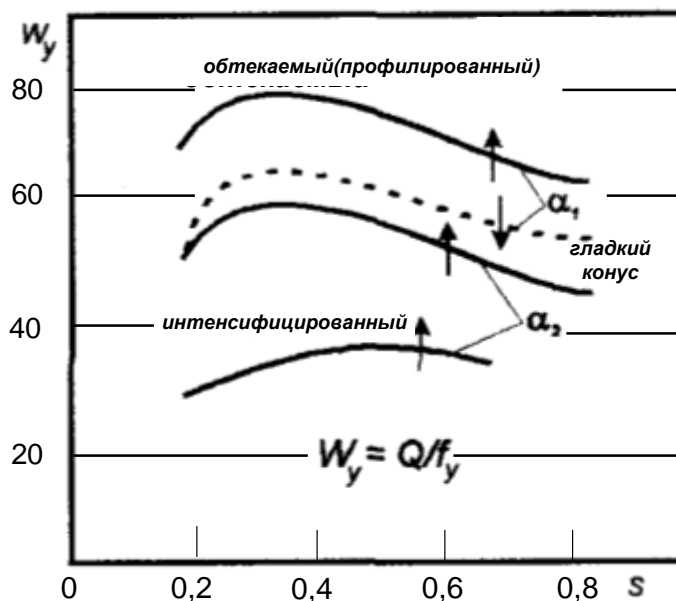
Рисунок 2.2 - Пропускная способность, внутренняя и внешняя характеристики

На пропускную способность оказывает влияние направление потока теплоносителя. Это связано с разными значениями КГС проточной части при разных направлениях потока.

Для правильного определения внешней расходной характеристики необходимо учитывать скорость протекания среды в узком сечении, проходное сечение, характер изменения коэффициента гидравлического сопротивления и кавитационную характеристику.

### 2.2.3 Скорость потока рабочей среды

Скоростные характеристики  $w = f(s)$  (рисунок 2.3), т.е. зависимости скорости потока в проходном сечении от хода при работе в заданном контуре, строятся по расходным характеристикам с использованием конструктивных характеристик, т.е. зависимостей площадей узкого сечения от хода. [26]



$Q$  – расход;  $s$  – ход;  $\alpha$  – угол конуса;  $w_y$  – скорость в узком сечении;  $f_y$  – площадь узкого проходного сечения;  $\rightarrow$  – направление потока

Рисунок 2.3 - Скоростная характеристика проточной части

Скоростная характеристика определяет возможность появления различных нежелательных эффектов при работе устройства управления расходом, таких как эрозия, кавитация, колебания, нестабильность расхода, зависящих прежде всего от скорости протекания рабочей среды. Наибольшая скорость протекания среды имеет место в самом узком сечении УУР - проходном сечении между плунжером и седлом.

Вибрация пропорциональна первой степени скорости потока, кавитация - второй степени, интенсивность эрозии пропорциональна второй степени при скорости потока до 55 м/с, а при скорости более 70 м/с - третьей степени скорости потока теплоносителя.

Для создания запаса следует стремиться к возможно большему снижению скорости, что может быть достигнуто только рациональным выбором проточной части.

#### 2.2.4 Кавитационная характеристика

Кавитация – это вскипание и последующее схлопывание пузырьков пара на стенках. Она сопровождается звуком пощелкивания и износом стенок.

Появление и развитие кавитации сопровождается увеличением коэффициента местного сопротивления. Для установления границы бескавитационной работы устройства управления расходом можно использовать зависимости  $\zeta = f(k, S)$  [26].

Число кавитации определяют по формуле:  $k = 2(p_{абс} - p_{н.п.})/\rho w_y^2$ ,

где  $p_{абс} = p_a + p_m$  - абсолютное давление за УУР;

$p_a$  - атмосферное давление;

$p_m$  - манометрическое давление за УУР;

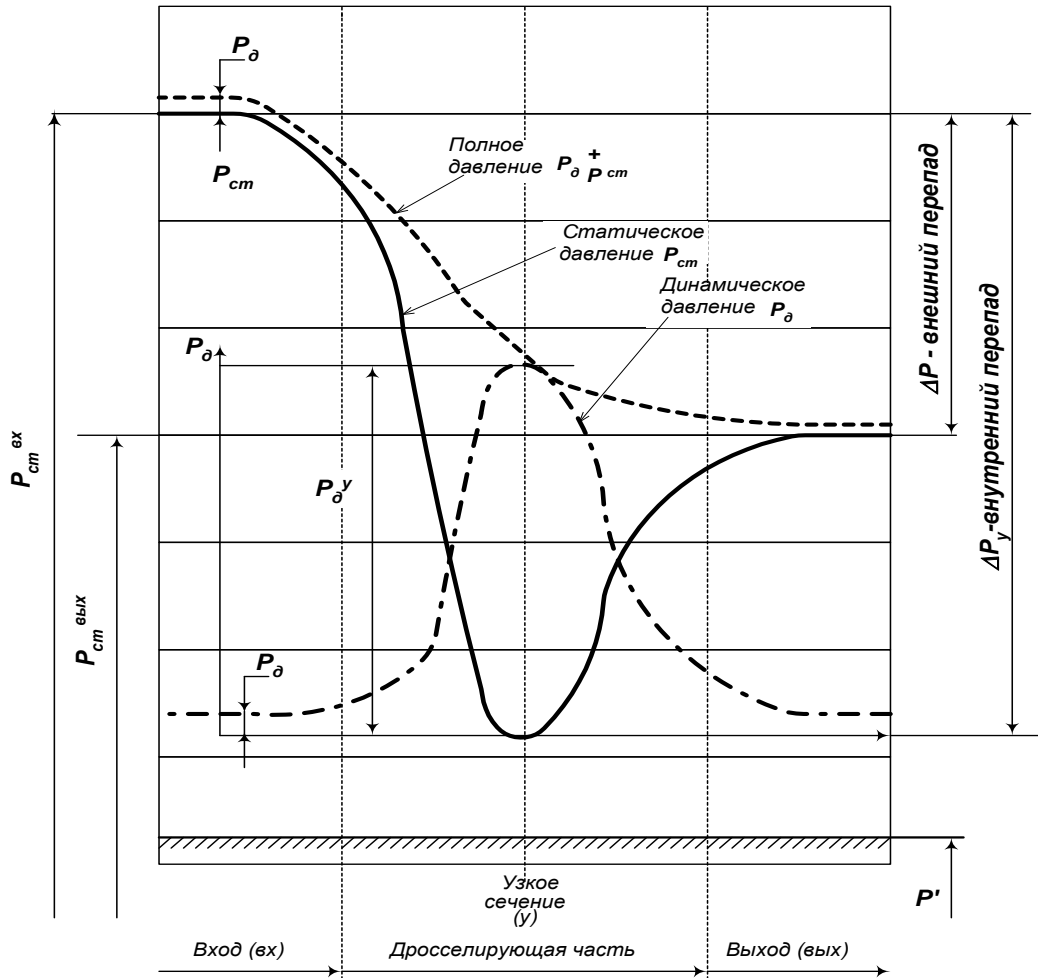
$p_{н.п.}$  - давление насыщенных паров жидкости.

Из зависимостей  $\zeta = f(k)$  (рисунок 2.4) следует, что для всех открытых проходного сечения при малых числах кавитации происходит заметное увеличение коэффициента гидравлического сопротивления. Область критических чисел кавитации лежит в пределах от 0,6 до 1,4. При  $k < 0,6$  режим работы УУР кавитационный, а при  $k > 1,4$  - бескавитационный.

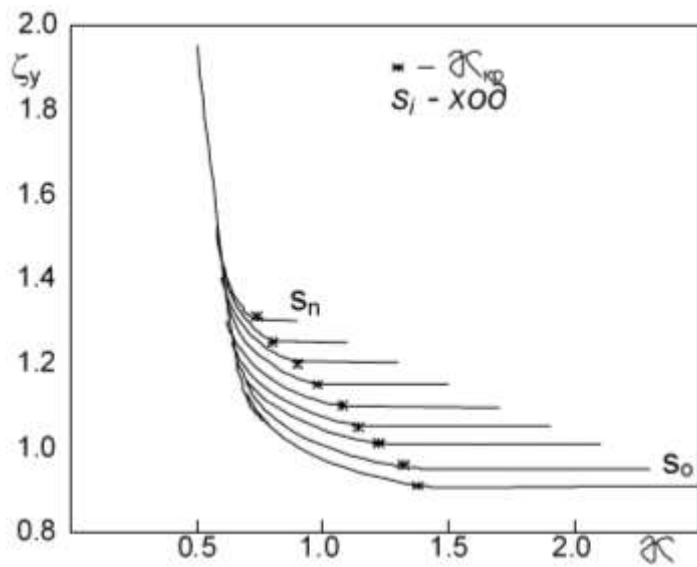
Для устранения кавитации нужно уменьшать скорости рабочей среды в проточной части. С ростом скорости резко растет динамическое давление (таблица 2) и уменьшается разница давлений ( $p_{абс} - p_{н.п.}$ ), что и приводит к вскипанию.

Таблица 2 - Соотношение скорости и динамического давления воды

Скорость среды $w_y$ , м/с	10	20	30	40	50	60	70	80
Динамический напор $p_{дин}$ , МПа	0,05	0,20	0,45	0,80	1,25	1,8	2,5	3,2



а



б

а – причина образования; б – влияние на гидросопротивление  
 $\zeta_y$  – коэффициент сопротивления отнесенный к узкому сечению;

Рисунок 2.4 - Кавитационная характеристика



## 2.3 Анализ определяющих параметров дросселирования потока

### 2.3.1 Сжимаемость и охлаждение среды при дросселировании

При дросселировании сжимаемых сред (воздух, газ или пар), в связи с тем, что их плотность и температура изменяются в зависимости от давления, необходимо учитывать влияние этого явления на расход и скорость рабочей среды.

Поиск (выбор) расчетных зависимостей для учета сжимаемости среды проведен на основе испытанных ранее дросселях с винтовыми канавками [74]. Отклонение действительных и рассчитанных, по выбранным ниже приведенным зависимостям, параметров проточных частей отличаются не более чем на 10 % [78].

При малых перепадах давления  $\Delta p < 0,1 p_{\text{входа}}$  сжимаемость среды не влияет на расход среды, т.е.

$$G = f \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \rho / \zeta} \quad [72],$$

где  $G$  - массовый расход среды;  $f$  - проходная площадь;  $\Delta p$  - перепад (потери) давления;  $\rho$  - плотность рабочей среды;  $\zeta$  - коэффициент гидравлического сопротивления.

При средних перепадах давления  $0,1 p_{\text{входа}} < \Delta p < 0,5 p_{\text{входа}}$  расход среды определяется по соотношению:

$$G = \varepsilon \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \rho / \zeta} \quad [72],$$

где  $\varepsilon = \sqrt{1 - 0,8 \cdot \Delta p / p_{\text{входа}}}$  - коэффициент сжимаемости [72].

При критических и сверхкритических перепадах давления  $\Delta p \geq 0,5 p_{\text{входа}}$  влияние сжимаемости среды учитывается следующим образом:

$$G = G_{\text{кр}} \approx 1,2 \cdot \sqrt{\kappa \cdot (\kappa + 1)^{-1} \cdot (2 / (\kappa + 1))^{2 / \kappa - 1}} \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho / \zeta} \quad [72],$$

где  $\kappa$  - показатель адиабаты.

Для газов и паров с показателем адиабаты  $\kappa = 1,4$  и  $\kappa = 1,3$

$$G_{\text{кр}} \approx 0,6 \cdot f \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho / \zeta} \quad [72],$$

При дросселировании среды ее температура снижается (охлаждается) и изменяется плотность. При этом энтальпия среды остается постоянной, т.е.  $i = \text{const}$  [72].

По входным давлению ( $p_{\text{вх}}$ ) и температуре ( $T_{\text{вх}}$ ) определяется энтальпия среды ( $i$ ). Затем по выходному давлению ( $p_{\text{вых}}$ ) и энтальпии ( $i$ ) по диаграммам

состояния ( $i$ - $s$ ) определяется температура ( $T_{\text{вых}}$ ) и плотность среды на выходе (после дросселирования) (рисунок 2.5).

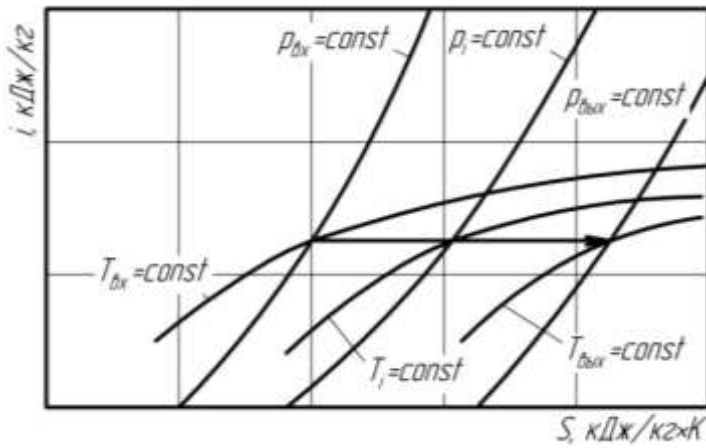


Рисунок 2.5 - Дросселирование среды на  $i$ - $S$  диаграмме

Потери давления при двухфазной среде при допущении, что двухфазная среда гомогенная, определяется по соотношению:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{(\bar{\rho} \cdot w)^2}{2 \cdot \rho'} \cdot \left[ 1 + x \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \quad [75, 76],$$

где  $\zeta$  - КГС;  $\bar{\rho}$  - средняя плотность двухфазного потока;  $\rho'$  - плотность воды;  $\rho''$  - плотность пара;  $x$  - массовое паросодержание;  $\bar{\rho} = \frac{\rho''}{x + (1-x) \cdot \rho'}$ .

### 2.3.2 Анализ соотношения коэффициента гидравлического сопротивления и коэффициента расхода

При расчете процессов дросселирования в проточной части устройств управления расходом часто пользуются коэффициентом расхода -  $\mu$ , который менее информативен чем коэффициент гидравлического сопротивления -  $\zeta$  [72, 73]. Связь между  $\mu$  и  $\zeta$  при этом выражается в виде:  $\mu = 1/\sqrt{\zeta}$  или  $\mu = 1/\sqrt{\zeta+1}$ . В зависимости от используемого соотношения для его расчета (с единицей или без)  $\mu$  изменяется по разному (рисунок 2.6). Разница между двумя зависимостями существенна при малых значениях коэффициента гидравлического сопротивления: при  $\zeta = 1$  различие 25%; она практически не различается при больших значениях (создаваемых интенсификацией).

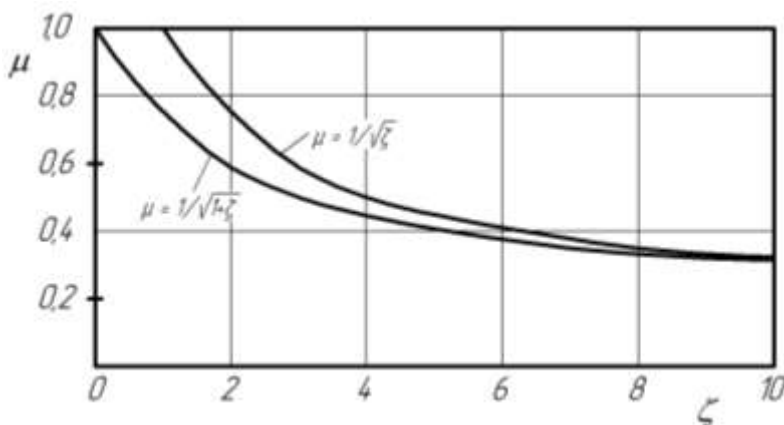


Рисунок 2.6 - Соотношение коэффициентов гидравлического сопротивления и расхода

### 2.3.3 Факторы и параметры интенсификации

Коэффициент дросселирования определяется следующим образом:

$$K_{др} = \zeta \rho / 2f^2.$$

При исключении постоянных  $\rho/2$   $K_{др}$  превращается в отношение величин, зависящих только от геометрии проходного сечения. Назовем его геометрическим фактором интенсификации:

$$Ge_{инт} = \zeta / f^2 \quad [52-54, 59].$$

Перепад давлений, расход, плотность среды определены в исходных данных, поэтому для сохранения  $\Delta p$ ,  $Q$ ,  $\rho$  при интенсификации требуется сохранять неизменным геометрический фактор интенсификации

$$Ge_{инт} = idem \text{ или } \zeta / f^2 = \zeta_{инт} / f_{инт}^2 \text{ или } \zeta_{гл} / f_{гл}^2 = \zeta_{др} / f_{удр}^2,$$

где инт - интенсифицированное, гл - гладкое, др - дроссельное.

Геометрический фактор интенсификации показывает во сколько раз надо увеличивать проходное сечение при интенсификации дросселирования (увеличении  $\zeta$ ) с сохранением всех заданных параметров и снижении скорости потока среды.

Связь геометрического фактора интенсификации и коэффициента дросселирования  $Ge_{инт} = K_{др} \cdot 2/\rho$  говорит о том, что изменение этих параметров в процессе регулирования должно происходить одинаково, т.е.  $\zeta/f^2 \sim \Delta p/Q^2$ . Для широкого диапазона регулирования (9:1) изменение расхода пропорционально изменению проходной площади (ходу), следовательно изменение КГС происходит аналогично изменению  $\Delta p$ , т.е. по параболе (смотрите рисунок 2.1).

Площадь проходного сечения при малом и полном открытиях отличаются в 9 раз (в квадрате в 81). Значит КГС, отнесенное к проходному сечению и корпусу, в начале хода должно отличаться от КГС в конце хода примерно в

$$\zeta_{нач} / \zeta_{кон} = (K_{др\ нач} / K_{др\ кон}) / ((f_{кон})^2 / (f_{нач})^2) = 450/81 \approx 5,6 \text{ раза.}$$

Например, если при полном открытии проходного сечения  $\zeta = 1$  (0,5), то в начале открытия  $\zeta = 5,6$  (2,8).

## 2.4 Исследование характеристик устройств управления расходом

### 2.4.1 Основы расчета характеристик

Каждое открытие устройства управления расходом характеризуется проходным сечением ( $f_y$ ) и коэффициентом гидравлического сопротивления ( $\zeta$ ), т.е. геометрическим фактором интенсификации  $Ge_{инт} = \zeta / f_y^2$ .

По пересечению параболы сопротивления с кривой изменения перепада давления контура определяется расход, проходящий через устройство управления расходом ( $Q$ ) и создаваемый перепад ( $\Delta p$ ) при этом открытии (рисунок 2.1). По расходу и проходной площади определяется скорость протекания рабочей среды в проходном сечении ( $w$ ). В безразмерном виде это можно выразить следующим образом [52-54]:

- геометрический фактор интенсификации –  $Ge_{инт} = (\zeta_i / \zeta_{max})(f_{yi} / f_c)^2$ ;

- изменение перепада давления от расхода

$$\Delta p_i / \Delta p_{max} = (\zeta_i \rho Q_i^2 / 2f_{yi}^2) / (\zeta_{max} \rho Q_{max}^2 / 2f_{max}^2),$$

где индекс max соответствует ходу, при котором перепад имеет максимальное значение

$$\Delta p_i / \Delta p_{max} = (\zeta_i / \zeta_{max}) (Q_i^2 / [Q_{max}]^2) (f_c^2) / (f_i^2),$$

$$\Delta p_i / \Delta p_{max} = (\zeta_i / \zeta_{max}) (f_c^2) / (f_i^2) (Q_i^2 / Q_{max}^2),$$

$\Delta p_i / \Delta p_{max} = Ge_{инт} (Q_i / Q_{max})^2$  – парабола для конкретного значения коэффициента интенсификации. По пересечению параболы сопротивления с изменением перепада давления контура определяется  $\Delta p_i / \Delta p_{max}$  и  $Q_i / Q_{max}$  для каждого открытия арматурного изделия;

- скорость потока при произвольном открытии проходного сечения в относительном виде

$$w_i / w_{max} = [(Q_i / Q_{max}) / (f_{yi} / f_c)] / w_{max},$$

в абсолютном

$$w_i = \sqrt{2(\Delta p_i / \Delta p_{max}) \Delta p / \zeta_i \rho},$$

где  $\Delta p_i / \Delta p_{max}$  – безразмерный перепад давления;

$\Delta p$  – максимальный перепад давления в контуре;

$\zeta_i$  – текущее значение коэффициента гидравлического сопротивления;

$\rho$  – плотность среды.

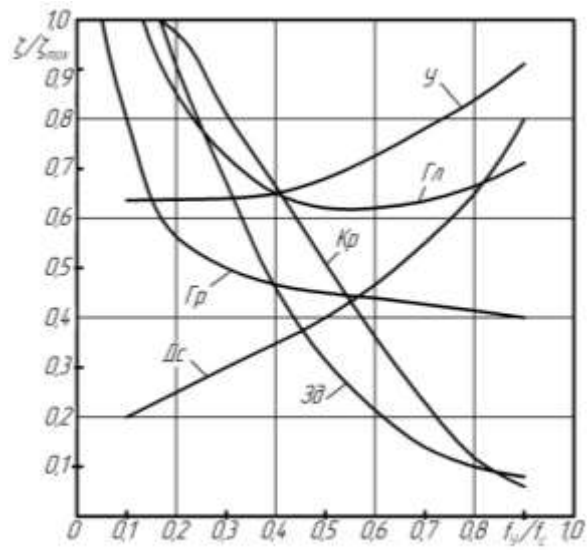
#### 2.4.2 Исследование безразмерных характеристик различных устройств управления расходом

Для изучения изменения расходных и скоростных характеристик устройств управления расходом с целью нахождения экстремумов (особенно скоростных), диапазона регулирования проведено исследование характеристик УУР в безразмерном виде: профилированных клапанов, задвижки и поворотника. Рассмотрены характеристики для большого и среднего сопротивлений контура. Обобщающие безразмерные характеристики приведены на рисунке 2.7

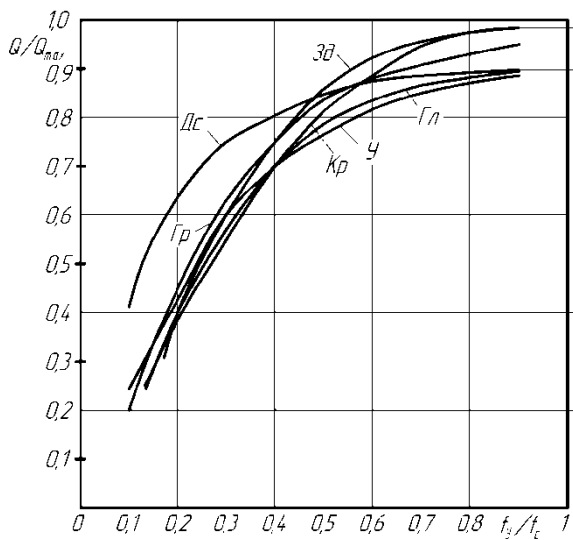
Расходные характеристики устройств управления расходом несмотря на разнообразие изменения КГС практически одинаковые. Диапазон регулирования составляет  $\sim 5:1$  (у профилированных клапанов, КГС которых возрастает по мере открытия проходного сечения, составляет 2,2:1). Это происходит из-за "неправильного" изменения КГС проходного сечения. Для получения расходной характеристики близкой к линейной с широким диапазоном регулирования применяют профилирование проходного сечения. Из-за этого площадь проточной части используется неэффективно (рисунок 1.7) [60].

Для всех УУР максимальные скорости имеют место при относительных открытиях проходного сечения  $(0,1-0,3) f_y/f_c$ , при полном открытии скорости снижаются примерно в два-три раза (рисунок 2.7 в) [60].

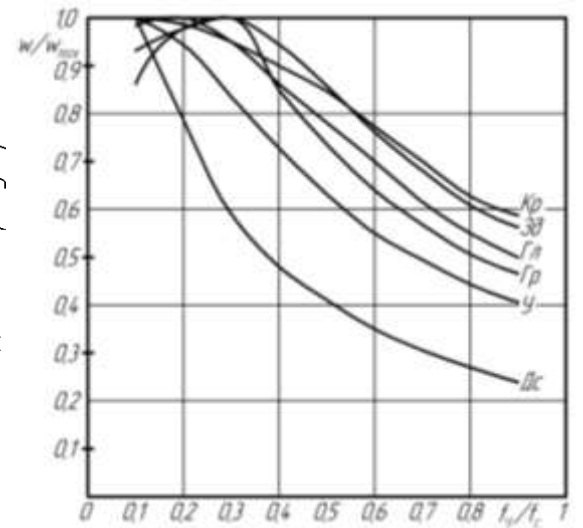
Из анализа безразмерных характеристик следует, что для устройств управления расходом целесообразны проточные части, у которых КГС снижается по мере открытия проходного сечения. В этом случае обеспечивается более широкий диапазон регулирования, а скорость потока в проходном сечении по ходу регулирующего элемента изменяется более рационально (т.е. площадь проточной части используется эффективнее).



а



б



в

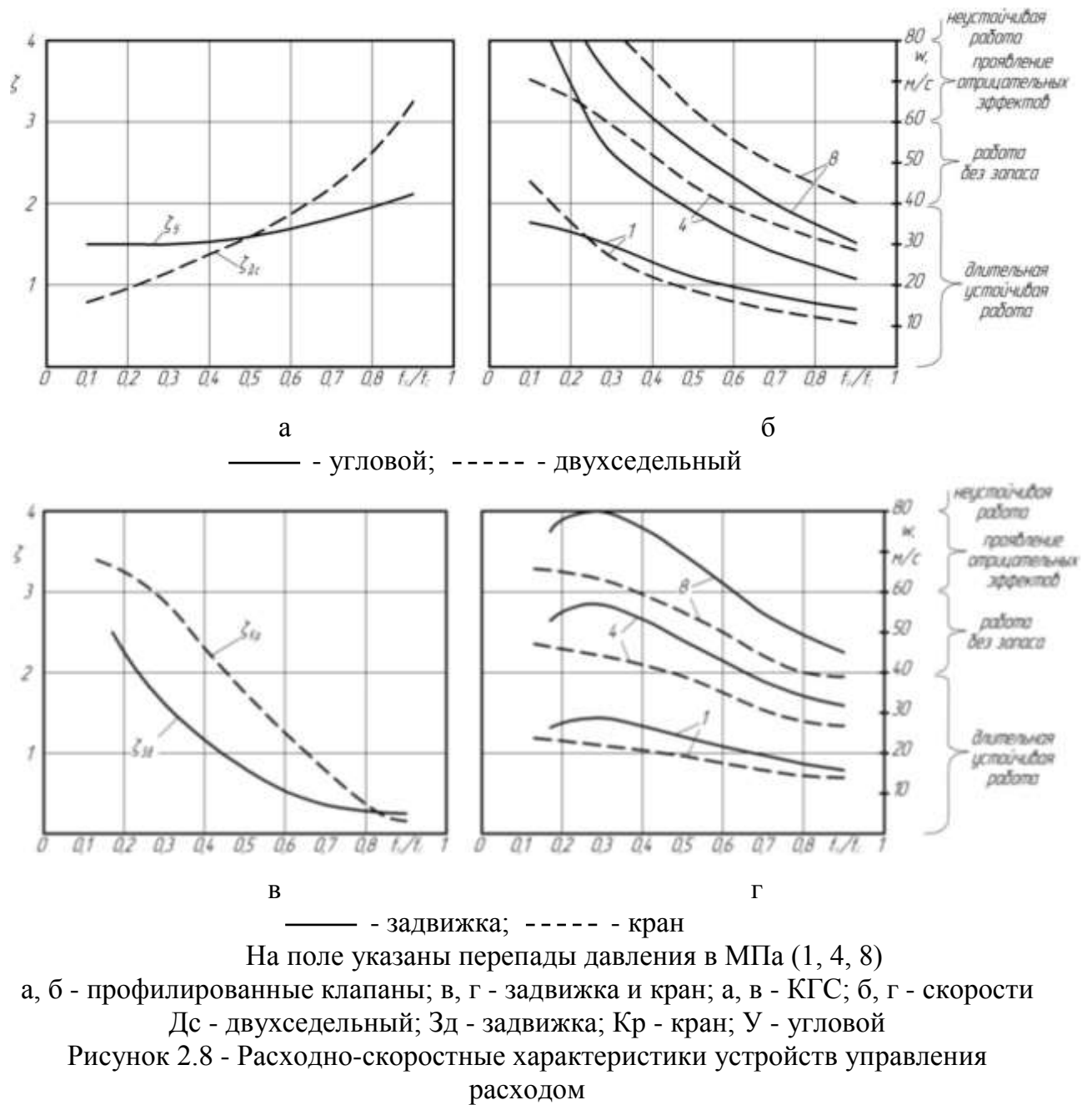
Гл - гладкий клапан; Гр - гребенчатый; Дс - двухседельный;

Зд - задвижка; Кр - кран; У - угловой клапан

а - КГС; б - расходная характеристика; в - скоростная

Рисунок 2.7 - Безразмерные характеристики ТПА

Изменение абсолютных скоростей разных УУР при различных перепадах давления контура представлены на рисунке 2.8.



Угловой и двухседельный клапаны (рисунок 2.8 а, б), у которых КГС повышается по мере открытия проходного сечения, работоспособны только при небольших перепадах давления ( $\Delta p = 1-2$  МПа). При большем  $\Delta p$  скорость в начальной зоне регулирования превышает допустимую по вибростойкости.

Задвижки и краны (рисунок 2.8 в, г), у которых КГС падает по мере открытия проходного сечения, работоспособны до более высоких  $\Delta p$  (до 6 МПа) [60].

### 2.4.3 Определение степени открытия проходного сечения с максимальной скоростью потока

Для широкого диапазона регулирования (до 9:1) необходимо профилировать коэффициент гидравлического сопротивления проходного сечения по ходу регулирующего элемента. Для этого требуется знать распределение скоростей по ходу регулирующего элемента, а также хода, при которых имеет место максимальное значение скорости (экстремум).

С этой целью проведен анализ изменения скоростей потока для проходных сечений разных устройств управления расходом (с разными изменениями КГС и проходной площади от хода регулирующего элемента).

Из отношения, связывающего основные параметры дросселируемого потока ( $\Delta p = \zeta \cdot \rho \cdot w_y^2 / 2$ ), следует, что скорость среды в проходном сечении определяется как:

$$w_y = \sqrt{2 \cdot \Delta p / \zeta \cdot \rho}.$$

При промежуточном открытии скорость равна  $w_i = \sqrt{2 \cdot \Delta p_i / \zeta_i \cdot \rho}$ .

В начале открытия скорость равна  $w_0 = \sqrt{2 \cdot \Delta p_{max} / \zeta_0 \cdot \rho}$ ,

где  $\zeta_0$  - значение КГС в начале открытия.

Изменение скорости потока по ходу регулирующего элемента, отнесенное к скорости в начале открытия определяется выражением

$$w(s/s_{max}) = \sqrt{(\Delta p / \Delta p_{max}) / (\zeta / \zeta_0)}.$$

Далее определяются зависимости перепада давления ( $\Delta p$ ) и коэффициента гидравлического сопротивления ( $\zeta$ ) от хода регулирующего элемента устройства управления расхода.

Экстремум функции  $w(s/s_{max})$  находится в месте равенства нулю ее производной.

Для клапанов максимальные значения скорости находятся в самом начале открытия, иногда при относительном ходе  $s/s_{max} \approx 0$ . У остальных типов проточной части максимальные скорости - при  $s/s_{max} \approx 0,25 - 0,3$  [60].



## 2.5 Анализ влияния рабочих параметров на работоспособность устройств

### 2.5.1 Обоснование скоростных диапазонов влияния потока на проточную часть

На основании обработки результатов предыдущих испытаний и эксплуатации устройств управления расходом на АЭС с использованием критерия (числа) кавитации проанализированы скоростные диапазоны влияния потока теплоносителя на стенки проточной части устройств и примыкающих к выходу трубопроводов по воде [32, 39, 45]. На рисунке 2.9 приведены скорости потока в проходном сечении (рисунок 2.9 а) и соответствующие им числа кавитации (рисунок 2.9 б).

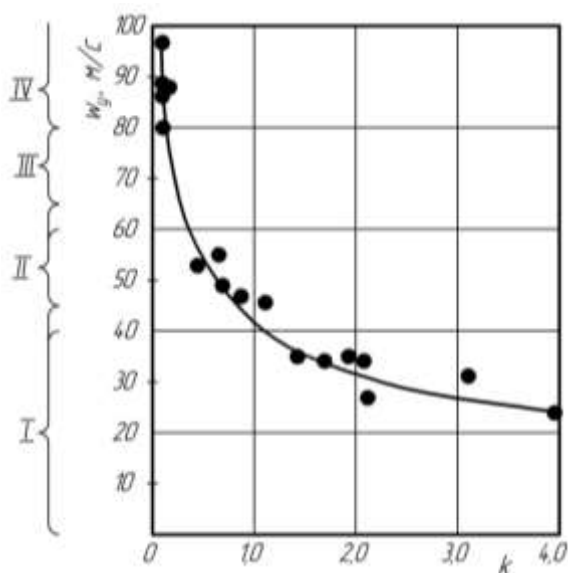


Рисунок 2.9 - Скоростные и кавитационные границы работы УУР:  
 I - длительная устойчивая работа;  
 II - работа без запаса;  
 III - работа у границы устойчивости с появлением кавитации, вибрации, износа;  
 IV - неустойчивая работа с высокой вероятностью поломки устройств

Кавитационные процессы в проточной части устройств управления расходом отсутствуют при числах кавитации ( $k$ ) больше 1. Скорости среды в проходном сечении в этом случае находятся в диапазоне от 0 до 40-45 м/с. Это режим длительной устойчивой работы.

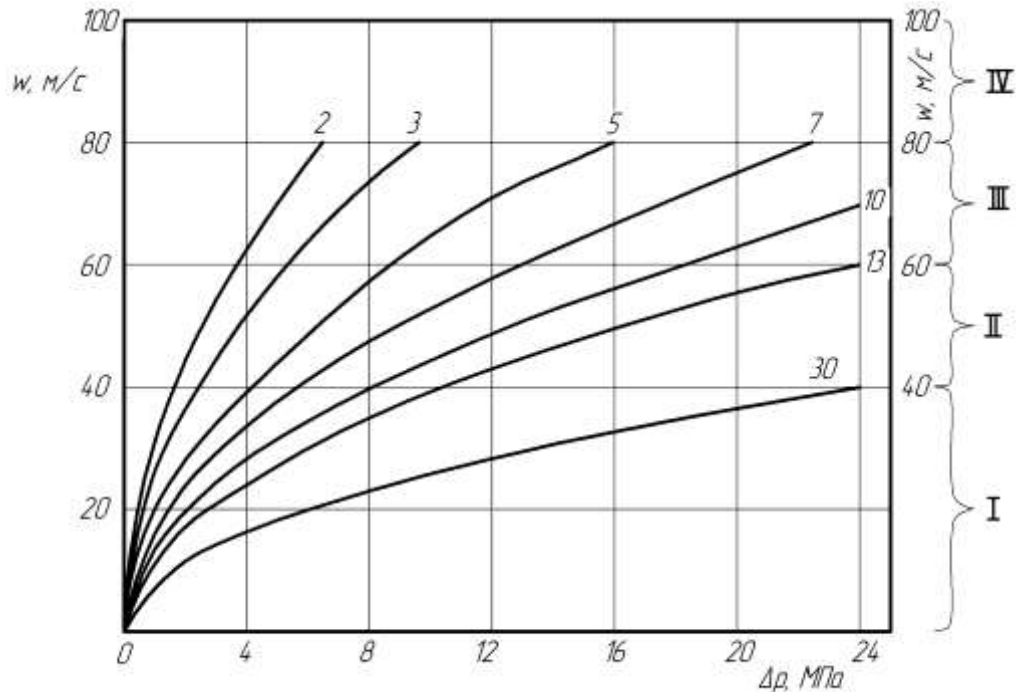
При  $k$  менее единицы в скоростном диапазоне от 40-45 до 60-65 м/с отмечается ограниченная продолжительность работы устройств управления расхода, т.е. работают без запаса.

При  $k$  менее единицы в скоростном диапазоне от 60-65 до 75-80 м/с наблюдаются появления нежелательных явлений кавитации, вибрации, износа, т.е. устройства работают на границе устойчивости.

При скоростях теплоносителя более 75-80 м/с отмечается неустойчивая работа с высокой вероятностью поломки устройств управления расходом .

### 2.5.2 Анализ соотношения перепада давления, сопротивления и скорости

Для установления необходимых значений коэффициента гидравлического сопротивления проходного сечения для длительной устойчивой работы устройств управления расходом проведен анализ соотношения между перепадом давления, КГС и скорости потока в проходном сечении (рисунок 2.10).



I – длительная устойчивая работа; II – работа без запаса;  
 III – проявление отрицательных явлений; IV – неустойчивая работа;  
 числа у кривых - коэффициент гидравлического сопротивления;  
 Рисунок 2.12 - Ориентировочная диаграмма соотношения перепада давления, гидравлического сопротивления и скорости в УРР при работе на воде

Из рисунка 2.10 видно, что устройства управления расхода с гладкими проходными сечениями и малыми гидравлическими сопротивлениями устойчиво работают до перепада давления 3–4 МПа. С многоступенчатыми решетками и увеличенным гидравлическим сопротивлением устройства управления расходом могут работать до 8–9 МПа [60].

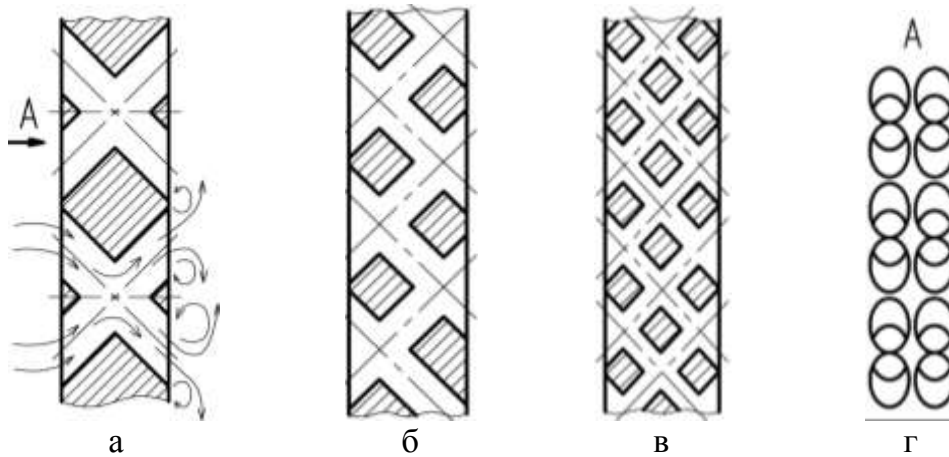
На перепад давления 16–18 МПа нужны интенсифицированные проходные сечения с коэффициентом гидравлического сопротивления не менее 7. Такого значения сопротивления есть в зарубежных устройствах управления расходом (Япония, США, Италия) и при больших габаритах. Теперь получены в данной работе при меньших габаритах.

## 2.6 Построение компактных дросселей с пересекающимися каналами

Существующие дроссели довольно часто не удается применить в проходном сечении устройств управления расходом ввиду их протяженности, большей, чем есть возможность размещения. Необходимы компактные дроссели.

В коротких дросселях необходимо сдросселировать поток на небольшой длине. Для этого гидравлическое сопротивление и проходная площадь дросселя должны быть максимально возможными. При этом прочность конструкции дросселя должна быть приемлемой.

Сконструированы компактные дроссели, проточная часть которых содержит пересекающиеся каналы круглой или прямоугольной формы (рисунок 2.11).



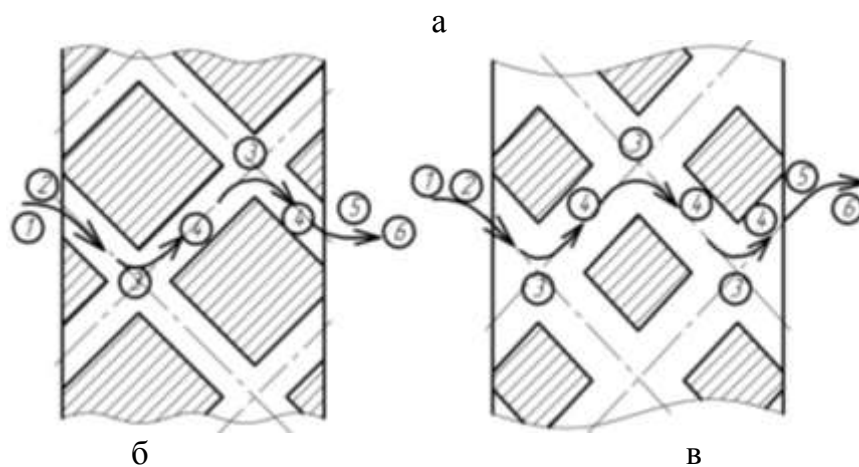
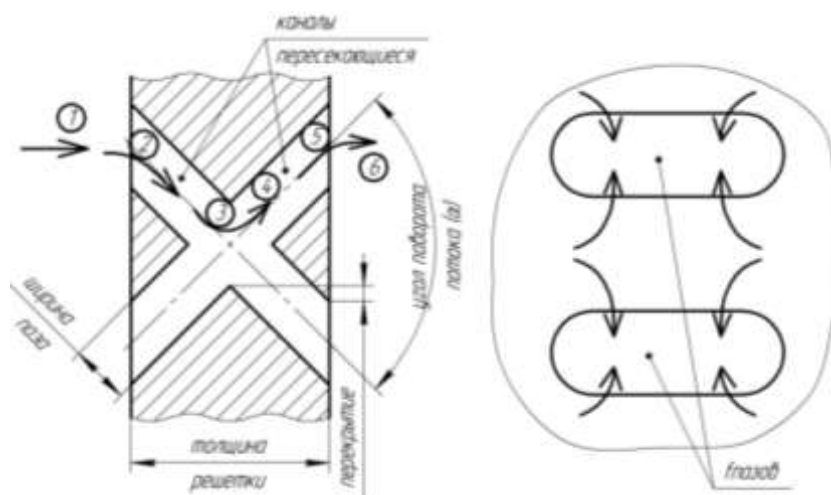
а - с одним поворотом; б - с двумя; в - с тремя; г - внешний вид

Рисунок 2.11 - Дроссельные пластины с пересекающимися каналами

Проведен расчет КГС дросселей с пересекающимися каналами (поворотами потока) с предположением аддитивности, т.е. сложением КГС отдельных элементов [51, 78].

На рисунке 2.12 представлена схема потерь давления в дроссельных решетках рассматриваемых конструкций.

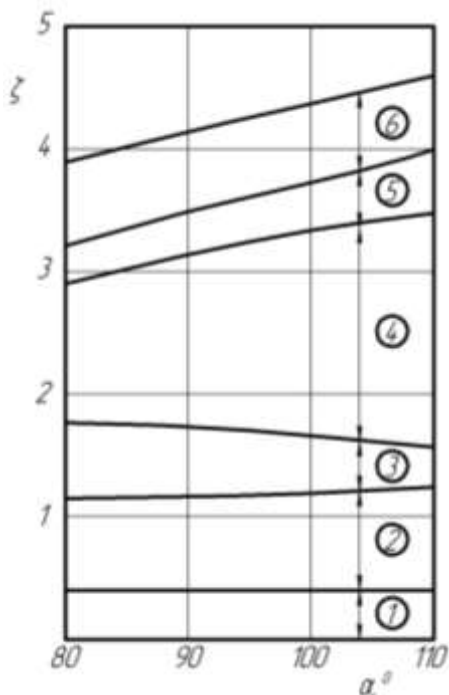
При расчете КГС проточная часть дроссельной решетки разбивается на отдельные части и по справочнику [1] определяется КГС каждого элемента проточной части. КГС решетки определяется как сумма КГС отдельных элементов (рисунок 2.12). Результаты расчетов представлены на рисунке 2.13 и в таблице 3.



Цифрами на рисунке обозначены потери: 1 - внезапное сужение потока из трубопровода в пазы; 2 - вход под углом в пазы; 3 - сужение на повороте пазов; 4 - поворот потока в пазах; 5 - поворот потока при выходе из пазов; 6 - внезапное расширение от пазов в трубопровод

Количество поворотов: а - один; б - два; в - три

Рисунок 2.12 - Схемы потерь давления потока в дроссельной решетке с поворотами потока



Цифрами на поле обозначены потери: 1 - внезапное сужение потока из трубопровода в пазы; 2 - вход под углом в пазы; 3 - сужение на повороте пазов; 4 - поворот потока в пазах; 5 - поворот потока при выходе из пазов; 6 - внезапное расширение от пазов в трубопровод

Рисунок 2.13 - Влияние угла поворота на КГС дросселя с одним поворотом потока

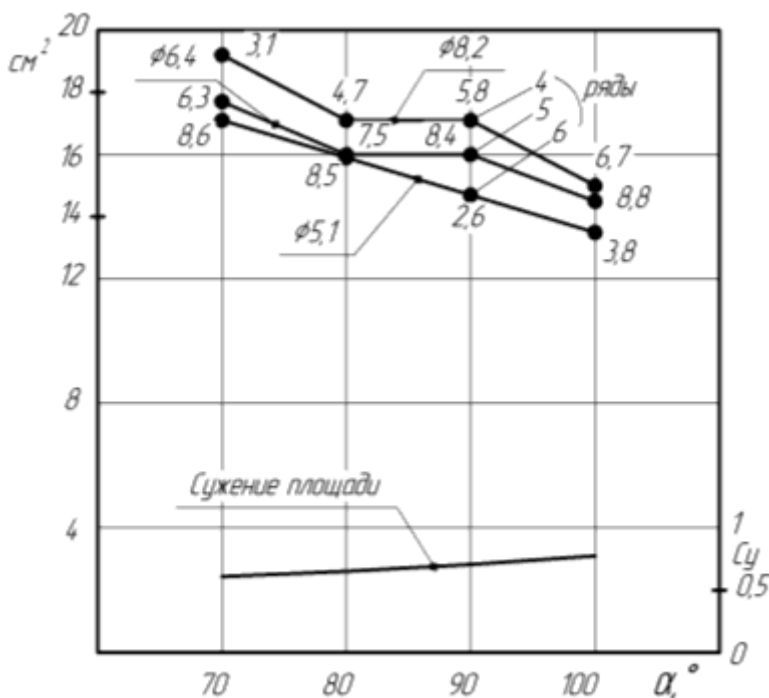
Таблица 3 - Расчет КГС дросселей с поворотами потока

Параметр	Номер на рисунке 2.12	Количество поворотов потока		
		1	2	3
Внезапное сужение	1	0,85	0,85	0,73
Вход под углом	2	0,8	0,8	0,8
Сужение на повороте	3	0,5	0,5 x 2	0,35 x 3
Поворот потока	4	1,4	1,4 x 2	1,4 x 3
Поворот при выходе	5	0,3	0,3	0,35
Внезапное расширение	6	0,63	0,63	0,45
Суммарный КГС		4,5	6,4	7,6

При анализе дроссельных решеток с пересекающимися каналами варьировались следующие параметры:

- форма канала (круглая, прямоугольная);
- угол пересечения каналов ( $70 - 100^\circ$ );
- число вертикальных рядов (1 - 6);
- ширина каналов (3,2 - 36мм).

Выбор производился по всему комплексу параметров, в том числе, с учетом сужения потоков в месте пересечения каналов, размеров перемычек и т.п. (рисунок 2.14).

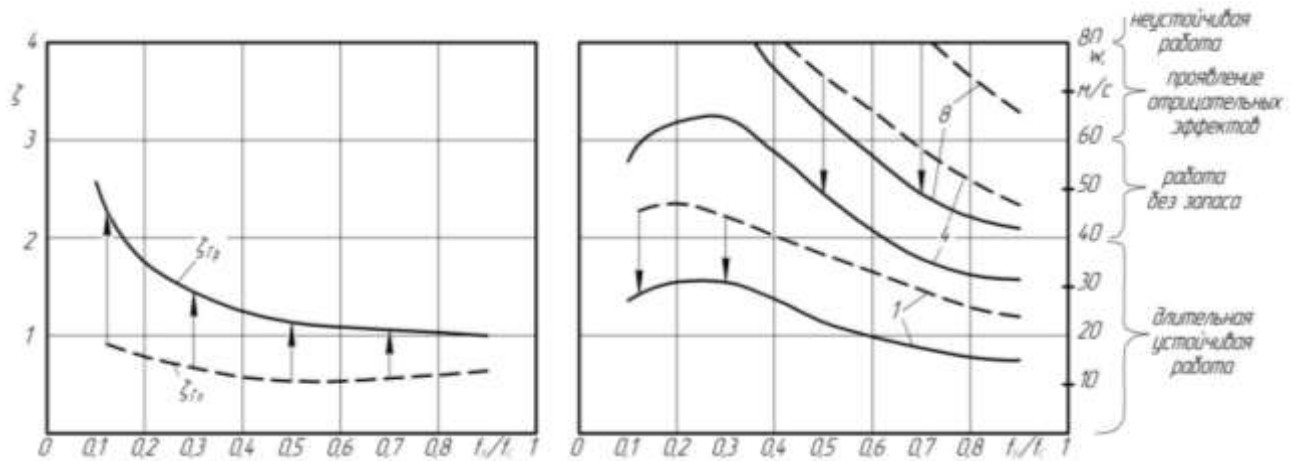


Су - сужение проходной площади;  
на поле указаны минимальные размеры перемычек

Рисунок 2.14- Расчетные параметры решеток с пересекающимися каналами

## 2.7 Анализ эффективности интенсификации дросселирования проточной части

Эффективность интенсификации дросселирования в проточной части устройств управления расходом теплоносителя показана на примере снижения скоростей потока в запорно-регулирующем клапане (рисунок 2.15).



Числа на поле (1, 2, 4) - перепад давления в МПа

Рисунок 2.15 - Эффективность интенсификации дросселирования золотникового УУР

В проходном сечении устройства управления расходом с поступательным золотником гладкая конусная поверхность заменена на интенсифицированную гребенчатую с параллельными канавками. Кольцевая струя между регулирующим элементом и седлом крутит вихри в межгребенчатых камерах, чем заметно повышается КГС на малых открытиях с  $\zeta \approx 1$  у гладкого до  $\zeta \approx 2,6$  у гребенчатого золотника.

Дополнительно выполнено профилирование проточной части УУР до и после проходного сечения для снижения коэффициента гидравлического сопротивления при больших открытиях. При полном открытии КГС равен единице, т.е. теряется только динамический напор.

Скорости потока среды на всем диапазоне регулирования снижаются в 1,6 - 1,4 раза. Диапазон длительной устойчивой работы УУР увеличивается с перепадов давления  $\Delta p \approx 1,5$  МПа, до  $\Delta p \approx 4$  МПа (в 2,6 раза) (рисунок 2.15) [60].

## 2.8 Заключение

1) Проанализирован принцип регулирования расхода путем изменения коэффициента дросселирования для широкого диапазона регулирования ( $Q_{\max} / Q_{\min} = 9$ ). При малом и полном открытиях проходного сечения коэффициент дросселирования должен отличаться в 450 раз.

2) Проанализированы различные расчетные зависимости для учета сжимаемости среды при дросселировании на основе дросселей с винтовыми каналами. Выбраны расчетные зависимости с наименьшей погрешностью.

3) Использование коэффициента расхода ( $\mu$ ) вместо коэффициента гидравлического сопротивления ( $\zeta$ ) неинформативно. В зависимости от используемого соотношения для его расчета (с единицей или без)  $\mu$  изменяется по разному. Разница между двумя зависимостями существенна при малых значениях коэффициента гидравлического сопротивления: при  $\zeta = 1$  различие 25 %; она практически не различается при больших значениях (создаваемых интенсификацией).

4) Предложен геометрический фактор интенсификации ( $Ge_{\text{инт}} = \zeta / f^2$ ), зависящий только от геометрии проходного сечения. Геометрический фактор целесообразно использовать в расчетах при переходе от гладкого проходного сечения существующего УУР к интенсифицированному. При интенсификации требуется сохранять неизменным геометрический фактор, т.е.  $Ge_{\text{гл}} = Ge_{\text{инт}} = \text{idem}$ .

Геометрический фактор показывает, во сколько раз нужно изменить проходное сечение при увеличении КГС. Для широкого диапазона регулирования коэффициент гидравлического сопротивления, отнесенное к проходному сечению, в начале хода и в конце должен отличаться примерно в 5-6 раз.

5) Разработаны основы расчета характеристик устройств управления расходом и проведено исследование безразмерных характеристик различных устройств. Несмотря на разнообразие коэффициентов гидравлического сопротивления проходных сечений расходные характеристики практически одинаковые с диапазоном регулирования 5:1 (у устройства управления расходом с профилированным проходным сечением ~ 2:1).

6) Устройства управления расходом с профилированным (удобообтекаемым) проходным сечением, у которых коэффициент гидравлического сопротивления повышается по мере открытия проходного сечения, работоспособны до перепадов давления 1 - 2 МПа. Устройства с гладким пристеночным проходным сечением, у которых коэффициент гидравлического сопротивления падает по мере открытия проходного сечения, работоспособны до перепадов давления ~ 6 МПа.

7) Выполнен анализ изменения скорости потока для проходного сечения различных устройств управления расходом. Определены экстремумы скорости потока по ходу открытия проходного сечения. Для клапанов максимальные скорости находятся в самом начале открытия, иногда при относительном ходе  $s/s_{\max} \approx 0$ . Для остальных типов проточной части максимальные скорости создаются при  $s/s_{\max} \approx 0,25-0,3$ .

8) Из анализа экспериментальных данных и данных по эксплуатации устройств управления расходом на АЭС с использованием критерия (числа) кавитации определены скоростные диапазоны влияния потока теплоносителя на проточную часть устройства и примыкающих к выходу трубопроводов:

- до 40-45 м/с - длительная устойчивая работа;
- от 40-45 до 60-65 м/с - работа без запаса;
- от 60-65 до 75-80 м/с - работа у границы устойчивости с появлением кавитации, вибрации, износа;
- более 75-80 м/с - неустойчивая работа с высокой вероятностью поломки устройств.

9) Показано, что устройства управления расходом с гладким проходным сечением и малым гидравлическим сопротивлением устойчиво работают до перепада давления 3–4 МПа. С многоступенчатыми решетками и увеличенным гидравлическим сопротивлением устройства устойчиво работают до 8–10 МПа. На перепад давления 18–20 МПа нужны интенсифицированные проходные сечения с коэффициентом гидравлического сопротивления 7–10.



10) Для компактного исполнения дроссельных проходных сечений с целью расширения диапазона использования интенсифицированных устройств управления расходом предложены и обоснованы новые компактные дроссели, проточная часть которых содержит пересекающиеся каналы разной формы в поперечном сечении.

На выходе из проходного сечения с пересекающимися прямыми каналами не образуются высокоскоростные струи, вместо них выходит перемешанный поток с заметно меньшей скоростью.

Выполнено аналитическое определение коэффициента гидравлического сопротивления компактных дросселей с предположением принципа аддитивности, т.е. сложения сопротивлений последовательно расположенных элементов.

11) Проведен анализ эффективности интенсификации дросселирования проточной части устройств управления расходом на примере золотникового клапана. Полученные эффекты интенсификации без изменения массогабаритных параметров содержат:

- снижение скоростей потока теплоносителя до границ длительной устойчивой работы;
- увеличение перепадов давления с длительной устойчивой работой;
- расширение диапазона регулирования;
- увеличение пропускной способности;
- ожидаются и для других типов устройств управления расходом.

### 3 ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОХОДНЫХ СЕЧЕНИЙ УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ

#### 3.1 Цель, назначение и особенности испытаний проходных сечений

Цель проведения экспериментальных работ:

- обоснование возможности повышения эффективности процесса дросселирования в проходном сечении (ПС) устройств управления расходом (УУР) для создания интенсифицированных УУР;

- получение стабильных, бесшумных, безвибрационных УУР во всем диапазоне действия при сохранении всех требуемых параметров (давление, расход и т.п.) и при снижении скоростей течения.

Наиболее важные задачи, решаемые при проведении испытаний:

- определение параметров, влияющих на гидродинамическую структуру потока в ПС и приемы повышения дросселирования;

- экспериментальное определение параметров и характеристик устройств управления расходом (КГС, скорости текущей среды в ПС, число кавитации и др.);

- определение влияния скорости потока на параметры проходного сечения;

- вибрационная стойкость ПС при сверхкритических перепадах проходящей среды.

Экспериментальные стенды предназначены для определения параметров дросселей и дроссельных проходных сечений (КГС, скорости текущей среды в ПС, число кавитации и др.) и получение картин течения в ПС.

#### 3.2 Общая характеристика стендов и рабочих участков

##### 3.2.1 Состав и размещение стендов

В состав стендов для испытания макетов проходных сечений входят:

- стенд плоского моделирования (изучение гидродинамической структуры потока);

- объемный гидравлический стенд (определение параметров дросселей и проходных сечений на холодной воде);

- пневматический стенд (испытания на газе - сжатом воздухе).

Стенды включают все необходимые конструкции и оборудование, необходимое для исследования и проверки функционирования дросселей и ПС.

Материалы для макетов ПС - коррозионно-стойкие в теплоносителе.

### 3.2.2 Стенд плоского моделирования потоков дросселирующей жидкости

Для изучения гидродинамической структуры визуализированного потока используется стенд плоского моделирования (СПМ). СПМ позволяет видеть и регистрировать (при помощи камеры) гидродинамическую структуру течения [63].

Можно наблюдать струйные течения, вихревые и застойные зоны, которые формируются в зависимости от геометрической формы изучаемой модели [38].

Циркуляция воды на СПМ, поступающей из водопровода, обеспечивается с помощью эжектируемых сопел, установленных в двух симметрично расположенных входных каналах. Струи воды, выходящие из сопел, своей кинетической энергией направляют течение в головную часть стенда, где установлены направляющие криволинейные пластины. Эти пластины поворачивают поток на  $180^{\circ}$ , объединяют в одно целое течение, направляют в успокоитель с распределительной решеткой и далее в рабочий участок стенда, где установлена испытываемая модель. Затем поток возвращается по направляющим устройствам обратно в головную часть [63, 69].

Для поддержания постоянного уровня свободной поверхности предусмотрено регулирующее устройство, которое позволяет поддерживать уровень на постоянной отметке, а лишнюю воду сливать в канализацию.

В процессе ведения эксперимента на СПМ можно изменять геометрическую форму изучаемой модели и/или заменить другой.

Визуализация потока обеспечивается различными индикаторами, по удельному весу близкие или равные удельному весу воды, например, ликоподий или алюминиевая пудра. Они позволяют получать правдоподобную качественную картину течения на СПМ и при надлежащем освещении хорошо отображать разные формы течения при фотосъемке [63].

Для получения количественных данных применяются смоченные водой круглые бумажные частицы диаметром 1 – 1,5мм. Траектории этих частиц записываются камерой, а затем обрабатываются.

Для визуального исследования структуры течения жидкости используется записывающая аппаратура (камера), установленная над рабочим участком.

СПМ позволяет изучать гидродинамическую структуру потока в турбулентном потоке с числами Рейнольдса порядка  $Re \sim 10^5$ .

### 3.2.3 Объемный гидравлический стенд [50, 64-69]

Стенд предназначен для проведения испытаний одиночных дросселей и проходных сечений устройств управления расходом.

Стенд содержит (рисунок 3.1):

- насос; - бак-хранилище; - ресивер; - бак постоянного напора; - мерный бак; - рабочий участок; - напорный стояк; - раздающий стояк; - перелив; - запорные клапаны; - регулирующий клапан; - измерительное оборудование.

Организация гидроконтура объемного стенда.

Из бака-хранилища емкостью 24 м<sup>3</sup> насосом вода подается в ресивер.

Из ресивера по напорному стояку вода подается либо в бак постоянного напора емкостью 3,5 м<sup>3</sup>, либо непосредственно в раздающий стояк.

Из раздающего стояка вода через регулирующий клапан поступает в рабочий участок с испытуемым дросселем. Рабочий участок расположен горизонтально.

При необходимости получить большие расходы вода подается в рабочий участок непосредственно из ресивера через запорный клапан при перекрытых клапанах на линиях к баку постоянного напора.

Выходя из рабочего участка, вода сливается в мерный бак.

Мерный бак отградуирован и аттестован метрологической службой ОАО "НИКИЭТ".

### 3.2.4 Пневматический стенд [67, 68]

Стенд предназначен для испытаний одиночных дросселей на газе при сверхкритических перепадах среды.

Стенд содержит (рисунок 3.2):

- компрессорную установку; - баллоны с газом; - отсечную и регулирующую арматуру; - трубопроводы; - рабочий участок; - измерительное оборудование.

Из баллонов под давлением (создается компрессорной установкой) газ через отсечную и регулирующую арматуру поступает в рабочий участок с дросселем. Рабочий участок располагается горизонтально. Допускается вертикальное расположение рабочего участка. Выходя из рабочего участка, газ выбрасывается в атмосферу.

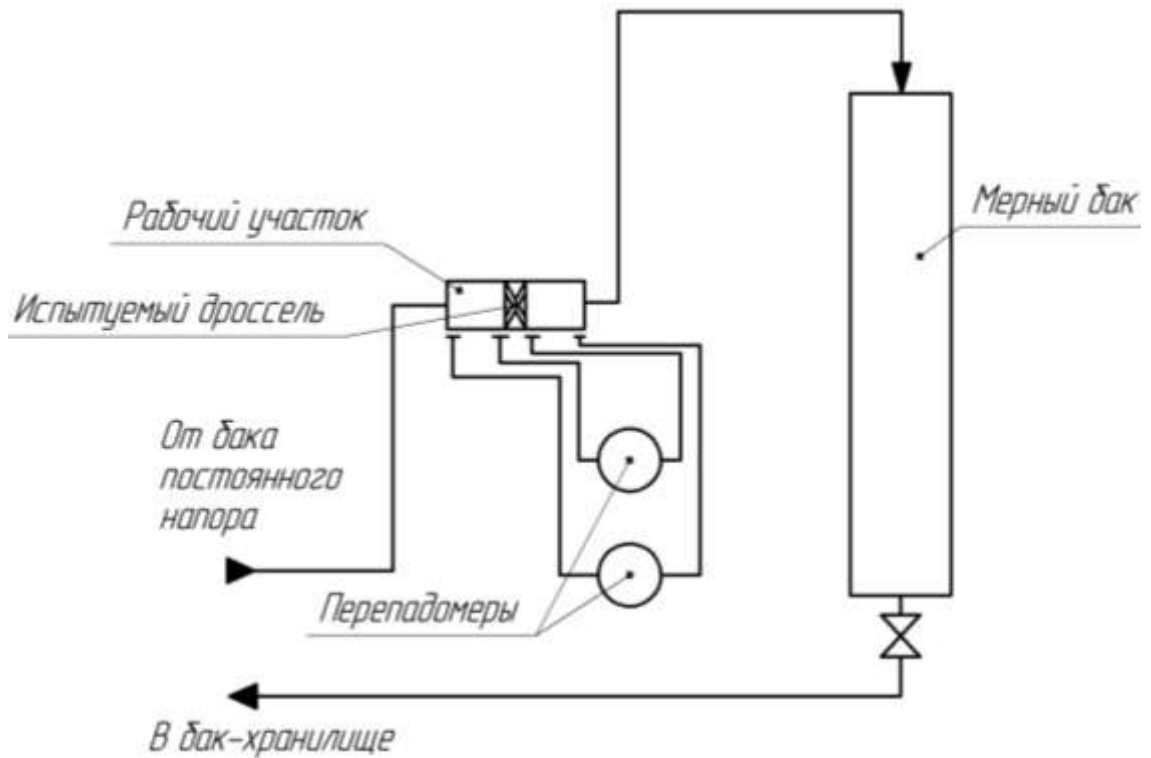
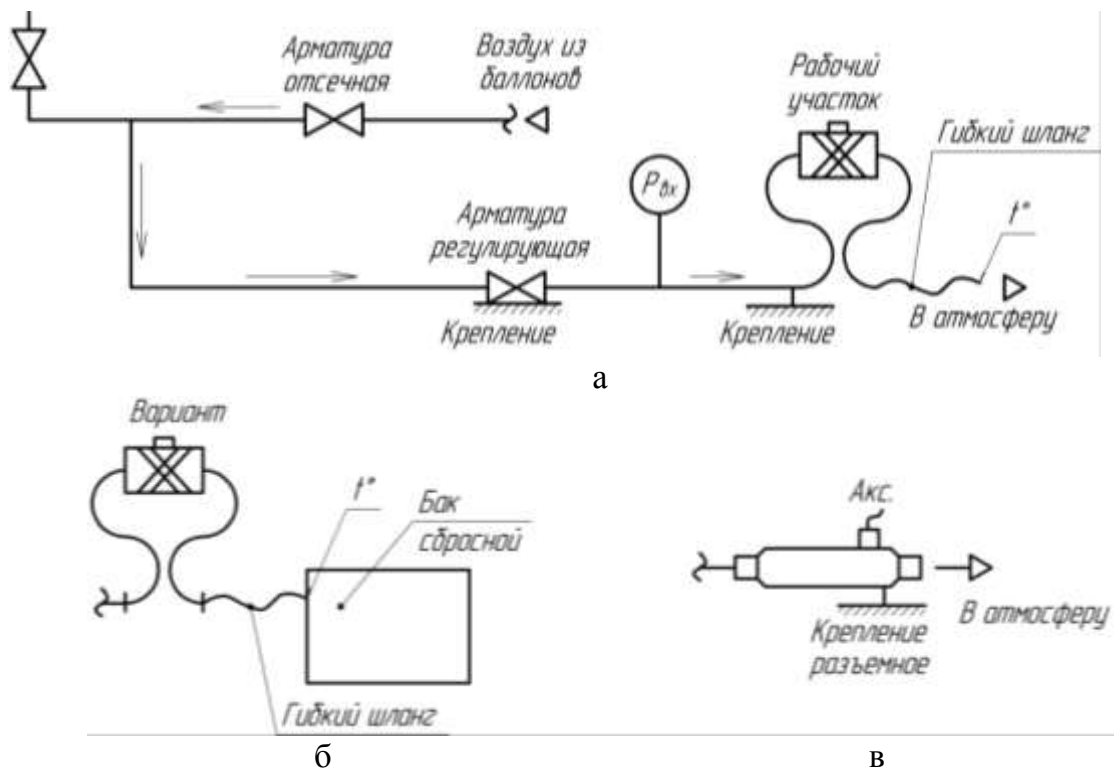


Рисунок 3.1 - Принципиальная схема экспериментальной установки для гидравлических испытаний



а, б - схема стенда с РУ для испытания винтовых дросселей;

в - для дросселей с пересекающимися каналами

Рисунок 3.2 - Экспериментальный пневмостенд на газе

### 3.2.5 Рабочие участки

#### 3.2.5.1 Рабочий участок для испытания одиночных дросселей [50, 64-68]

Рабочий участок для одиночных дросселей DN14 и DN36 (рисунок 3.3 а) содержит:

- патрубки (2 шт.): подводящий и отводящий;
- центральную втулку с внутренней резьбой;
- испытываемый дроссель с пересекающимися винтовыми канавками и прямыми каналами;
- промежуточную втулку для установки дросселей DN14 мм.

Элементы рабочего участка (патрубки и втулка) соединяются между собой сваркой. Испытываемый дроссель устанавливается во втулке на резьбе.

Унифицированный патрубок (входной и выходной) представляет собой подводящее (отводящее) устройство, проточная часть (ПЧ) которого состоит из трех частей: двух горизонтальных участков и перехода (конфузорного и диффузорного) от одного диаметра к другому.

Патрубки имеют на концах оливки для присоединения шланга к рабочему участку на входе (выходе), что соответствует горизонтальному участку ПЧ меньшего диаметра.

На горизонтальном участке большего диаметра расположены оливки для присоединения перепадамера - дифманометра. Отбор давления осуществляется на расстоянии  $\sim 2,5 d$  от края втулки.

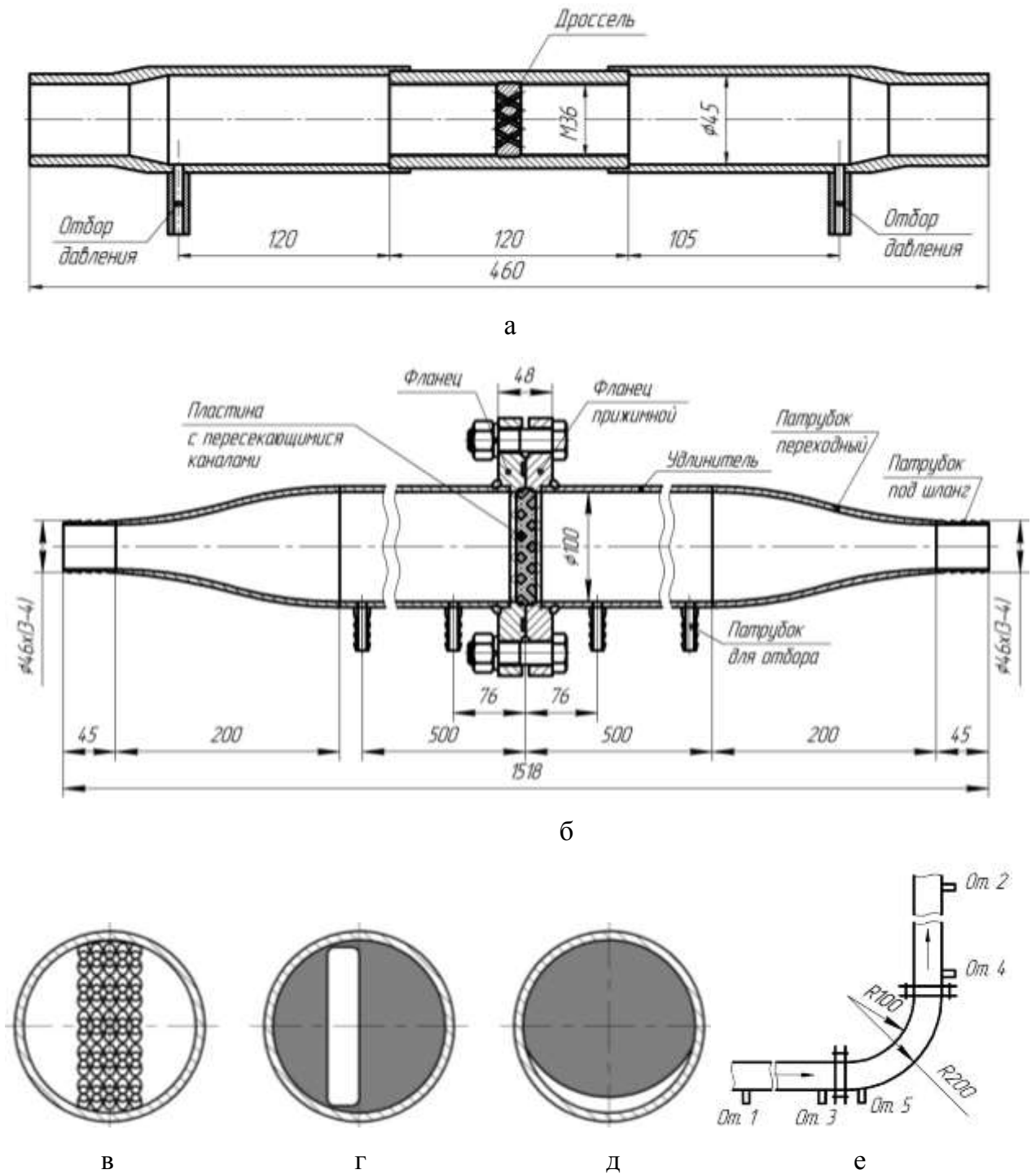
Втулка, в которую завинчиваются дроссели представляет собой отрезок трубы  $\varnothing 62$  мм с нарезанной внутренней резьбой М36х2, такой же, как на дросселе. Для дросселей меньшего диаметра проводится установка дополнительной обоймы.

#### 3.2.5.2 Рабочий участок для испытания проходных сечений [67-69]

Для испытаний макетов проходных сечений - дроссельных решеток DN 100мм используются два рабочих участка (РУ): прямолинейный и с отводом  $90^{\circ}$ . РУ с отводом необходим для имитации поворота потока рабочей среды после проходного сечения.

Прямолинейный рабочий участок (рисунок 3.3 б) содержит:

- фланец;
- фланец прижимной;
- удлинитель (2 шт.);
- патрубок переходный (2 шт.);
- патрубок под шланг (2 шт.);
- патрубок для отбора (4 шт.).



а - для одиночных дросселей; б - для макетов проходных сечений; в - вид на испытываемую пластину; г - установка пластины со смещенным отверстием; д - установка пластины с пристеночным отверстием; е - схема отборов в РУ с отводом  $90^0$

Рисунок 3.3 - Рабочие участки для гидравлических испытаний

Патрубки под шланг, переходный, для отбора, удлинитель и фланец соединяются между собой сваркой.

Испытываемая дроссельная пластина устанавливается между фланцами. Фланцы соединяются между собой болтовым соединением (8 шт.).

Патрубки под шланг используются для присоединения шланга к рабочему участку на входе (выходе).

Переходный патрубок служит для перехода с большего диаметра на меньший. Его проточная часть – плавная - с образующей двойкой кривизны.

Удлинитель представляет собой отрезок трубы (500мм), на котором расположены оливки (патрубки для отбора давления) для присоединения перепадамера. Отбор давления осуществляется в четырех местах:

- два на расстоянии ~ 5 диаметров трубы от края пластины;
- два на расстоянии ~ 1 диаметра трубы от края пластины.

Рабочий участок с отводом  $90^0$  представляет собой доработанный прямолинейный РУ: между удлинителями с фланцами устанавливается отвод под  $90^0$  с ответными фланцами, а выходной удлинитель поворачивается относительно входного на  $90^0$ . Внутренний радиус отвода близок к номинальному диаметру испытываемой пластины, а наружный - к двум ее диаметрам.

На внешнем радиусе отвода имеется дополнительный патрубок для отбора давления. Схема отборов представлена на рисунке 3.3е.

РУ с отводом устанавливается на том же экспериментальном стенде, что и прямолинейный РУ, причем входной участок располагается горизонтально, а выходной направлен вверх.

### 3.2.5.3 Рабочий участок для пневматических испытаний [67-68]

Рабочий участок для пневмоиспытаний винтовых дросселей содержит:

- компенсаторы вибрации (2 шт.); - ниппели (2 шт.); - гайки накидные (2 шт.); - корпус штуцерный; - дроссель DN 14мм; - акселерометр (преобразователь параметров вибрации).

Дроссель ввинчивается в корпус по резьбе. Ниппели соединяются с корпусом при помощи гаек. Контакт корпуса и ниппеля - шар по конусу. С компенсаторами ниппели соединяются сваркой.



Подводящий компенсатор соединяется с подводящим трубопроводом сваркой. К отводящему компенсатору присоединяется гибкий шланг.

Компенсатор представляет собой отрезок трубы, изогнутый S - образно.

Подводящий компенсатор надежно закрепляется на металлическом корпусе.

Акселератор необходим для первичного преобразования параметров вибрации. Измерения вибрации проводились в трех взаимно перпендикулярных направлениях, в одной точке, расположенной на корпусе дросселя. Крепление акселерометра к корпусу дросселя осуществляется при помощи винта М3, который ввинчивается в резьбовое отверстие на корпусе глубиной 4мм. Регистрация, обработка и анализ параметров вибрации должны проводиться с использованием анализатора.

Варианты возможных компоновок рабочего участка представлены на рисунке 3.6 б - д.

Главным изменяемым параметром пневмоконтура является расход газа через рабочий участок и соответствующий перепад давления.

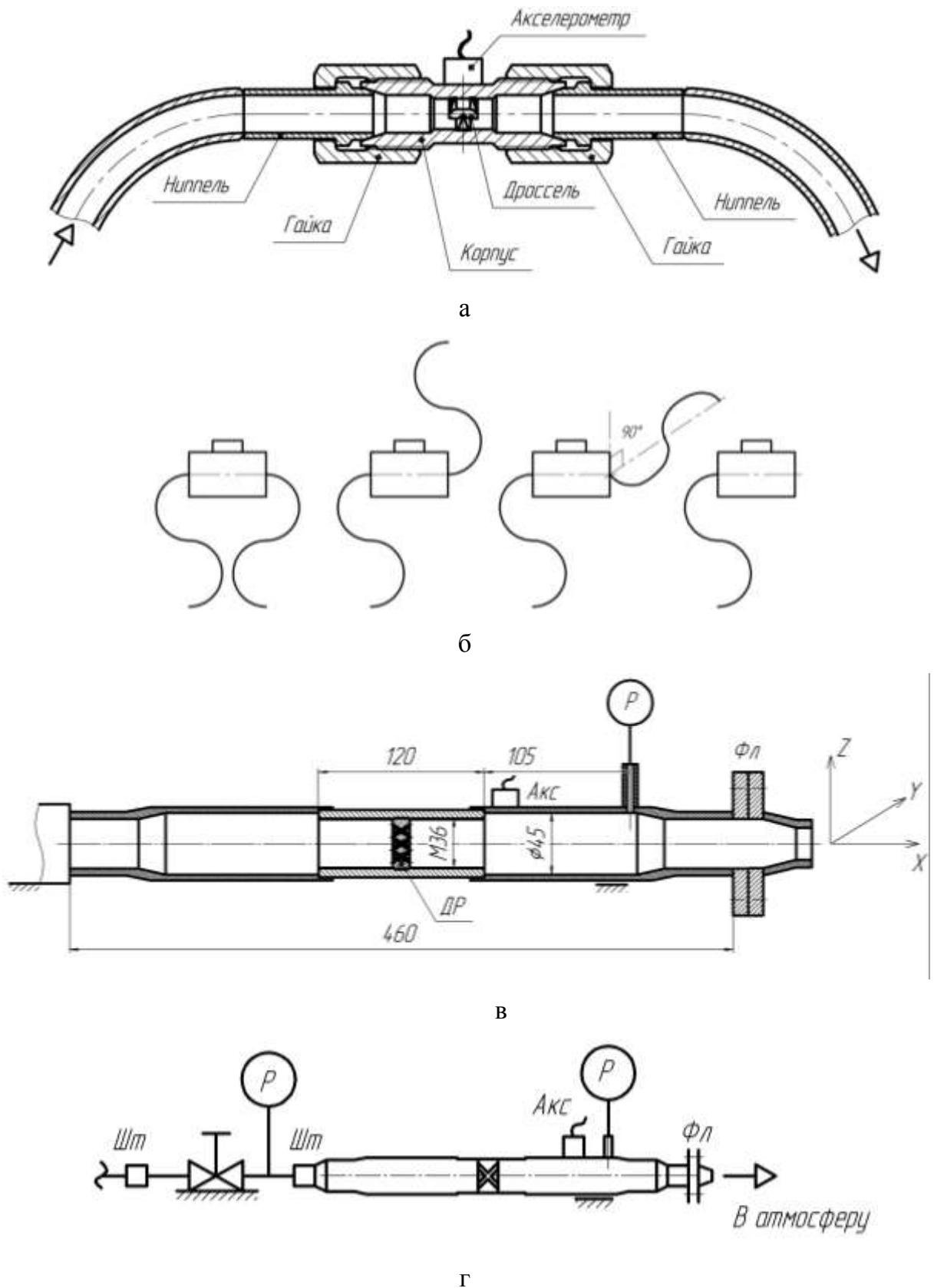
Изменение расхода газа (и перепада давления) обеспечивается регулирующей арматурой.

Рабочий участок для пневмоиспытаний дросселей с пересекающимися каналами (рисунок 3.4) - это доработанный РУ для гидравлических испытаний с установкой акселерометра. Акселератор необходим для первичного преобразования параметров вибрации. Крепление акселерометра к патрубку осуществляется при помощи винта М3, который ввинчивается в резьбовое отверстие на патрубке глубиной 4мм.

В качестве первичного преобразователя параметров вибрации использовался трехкомпонентный акселерометр типа АР79 производства фирмы ООО «ГлобалТест», г. Саров, РФ. Регистрация, обработка и анализ параметров вибрации производились с использованием анализатора А17 производства той же фирмы.

Диапазон измеряемых частот: 1-10 000 Гц.

Амплитудный диапазон ускорений: 0,5 до 5000  $\text{мс}^{-2}$ .



Акс - акселерометр; ДР - дроссельная решетка; Фл - фланец; Шт - штуцер  
 а - РУ для винтовых дросселей; б - возможные компоновки компенсаторов;

в - РУ для дросселей с пересекающимися каналами; г - установка РУ;

Рисунок 3.4 - Рабочие участки пневмостенда

### 3.3 Методики проведения испытаний и измерений показателей (характеристик)

#### 3.3.1 Определение гидродинамической структуры потока в проходных сечениях

При установившемся течении потока воды с добавленным индикатором производится фото (видео-, кино-) съемка картины течения;

Перед монтажом следующих моделей проходного сечения циркуляция воды останавливается.

Индикатор для визуализации течения добавляется по мере необходимости.

#### 3.3.2 Гидравлические испытания дросселей и проходных сечений

При полностью открытом регулирующем вентиле устанавливается максимальный расход через рабочий участок.

При установившемся расходе производится измерение перепада давления на рабочем участке.

Фиксируется объем воды, слитой в мерный бак за измеренный промежуток времени.

Регулирующий вентиль частично прикрывается и производится несколько измерений при более низких значениях расхода.

Повторяются все измерения при увеличении расхода, что обеспечивается постепенным открыванием регулирующего вентиля.

Расходы жидкости устанавливаются в последовательности, обеспечивающей  $\approx 80, 90, 100, 90, 80$  % перепада давления по прибору.

#### 3.3.3 Определение вибрационных параметров

Устанавливается малый расход газа через рабочий участок небольшим открытием регулирующей арматуры. При установившемся расходе производятся измерения: давление газа перед рабочим участком и после дроссельной пластины и вибрация.

Регулирующая арматура постепенно открывается и производится несколько измерений при более высоких значениях расхода.

Измерения параметров вибраций проводятся в трех взаимно перпендикулярных направлениях: X (горизонтальное – вдоль потока газа), Y (горизонтальное – перпендикулярно потоку газа) и Z (вертикальное – перпендикулярно потоку газа).

Собственные частоты колебаний рабочего участка оснащенного дросселем определяются методом ударного возбуждения. Ударное возбуждение осуществляется для каждого из трех взаимно перпендикулярных направлений относительно рабочего участка.

### 3.4 Результаты экспериментов

#### 3.4.1 Картины течения [42, 69]

##### Межгребенчатые камеры.

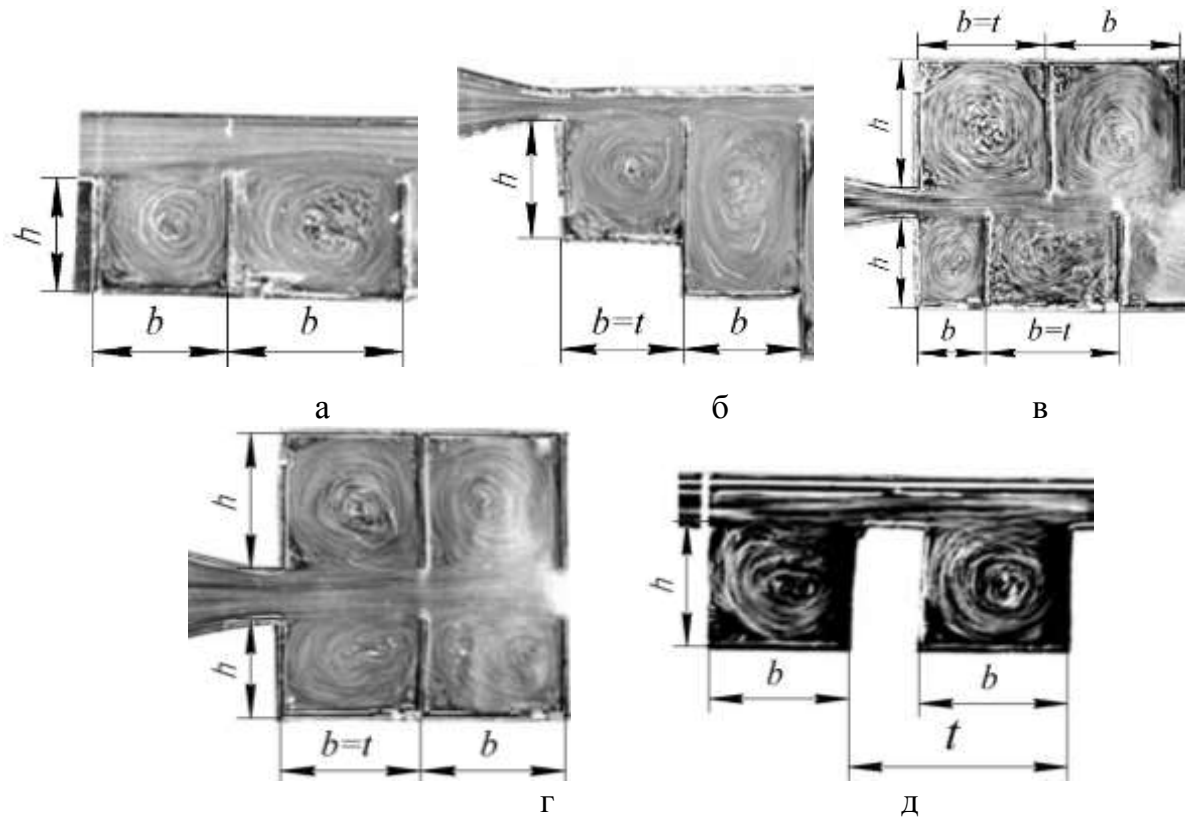
Изучено течение воды вдоль стенки с искусственной шероховатостью, образованной выступами и впадинами разной формы: наклонными, широкими и глубокими (рисунок 3.5).

Изменение формы и наклона камер существенно влияет на вихреобразование в камерах между гребешками: от слабых вихрей в наклонных камерах до сильных устойчивых вихрей в прямоугольных. Для поддержания вращения этих круговых вихрей необходимы постоянные затраты энергии потока жидкости.

Увеличение шага (рисунок 3.5 а) и/или глубины (рисунок 3.5 б) межгребенчатой камеры относительно квадратной формы не влияет на эффективность дросселирования, так как размеры образуемых вихрей почти одни и те же. При двухсторонней шероховатости структура потока не меняется (рисунок 3.5 в, г).

Скорость вращения вихрей в квадратных камерах в радиальном направлении изменяется линейно и не зависит от ее размеров, скорости потока в щели и режима течения (рисунок 3.6).

Наибольшая скорость вращения вихря наблюдается в квадратных камерах (рисунок 3.7). В глубоких камерах ( $t / h < 1$ ) скорость вихрей снижается на 30–80 %, в широких ( $t / h > 1$ ) – на 5–25 %.



а - различной ширины  $b$ ; б - с различной глубиной  $h$ ; в - с двух сторон разной ширины; г - одинаковые камеры с каждой стороны; д - квадратные камеры

Рисунок 3.5 - Физические картины течения в межребенчатых камерах

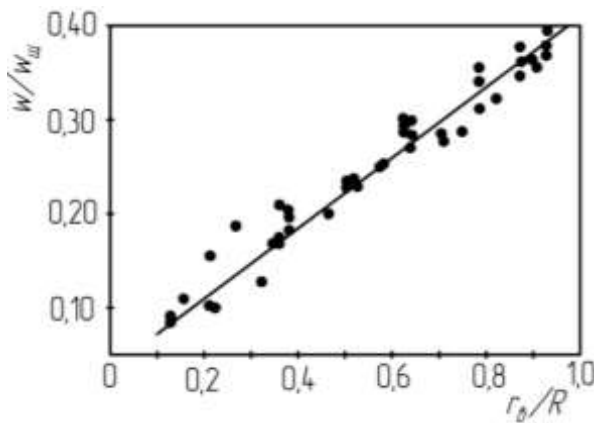


Рисунок 3.6 - Безразмерная скорость вихрей в квадратных камерах с размером сторон 100–500 мм, скоростью основного потока 6–24 см/с, скоростью вращения вихря 0,5–8,5 см/с, числами  $Re$  2900–124000  $r_b$  - радиус вихря;  $w_{щ}$  - скорость в щели

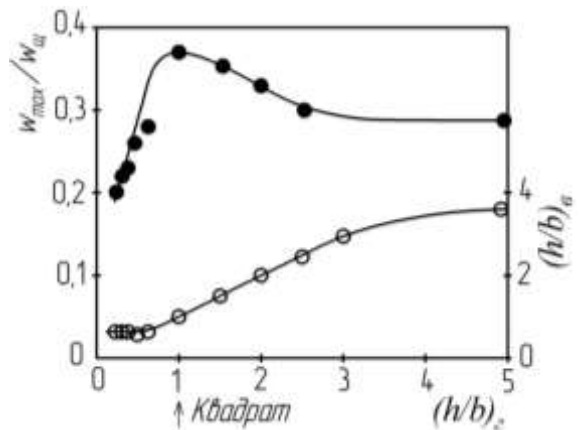


Рисунок 3.7 - Влияние формы межребенчатой камеры на скорость вращения и размер вихря: • – безразмерная скорость; ○ – отношение ширины к глубине вихря;  $h$  - глубина;  $b$  - ширина; индекс: в, г - параметр, рассчитанный по форме вихря и геометрической форме соответственно

Гладкие отверстия. В центрально расположенном отверстии дросселированная струя протекает не по центру канала, как представляется во многих источниках, а отклоняется к одной из стенок (рисунок 3.8). При этом интенсивно крутятся два вихря, вызывающие затраты энергии струи на их кручение.

При пристеночном расположении отверстия струя проходит вдоль стенки. Образуется один большой вихрь, вращающийся с гораздо меньшей скоростью. Проходя через проходное сечение, струя сжимается, затем расширяется под небольшим углом.

На границе струи и вихря в обоих случаях образуется дорожка из маленьких вихрей, вращающихся с большой скоростью (дорожка Кармана). Струя пролетает как будто в роликах подшипника.

Сжатие струи составляет для центрального расположения отверстия  $\varepsilon = 0,58-0,65$ , для пристеночного –  $\varepsilon = 0,67-0,7$ , на  $\sim 10\%$  больше (рисунок 3.9).

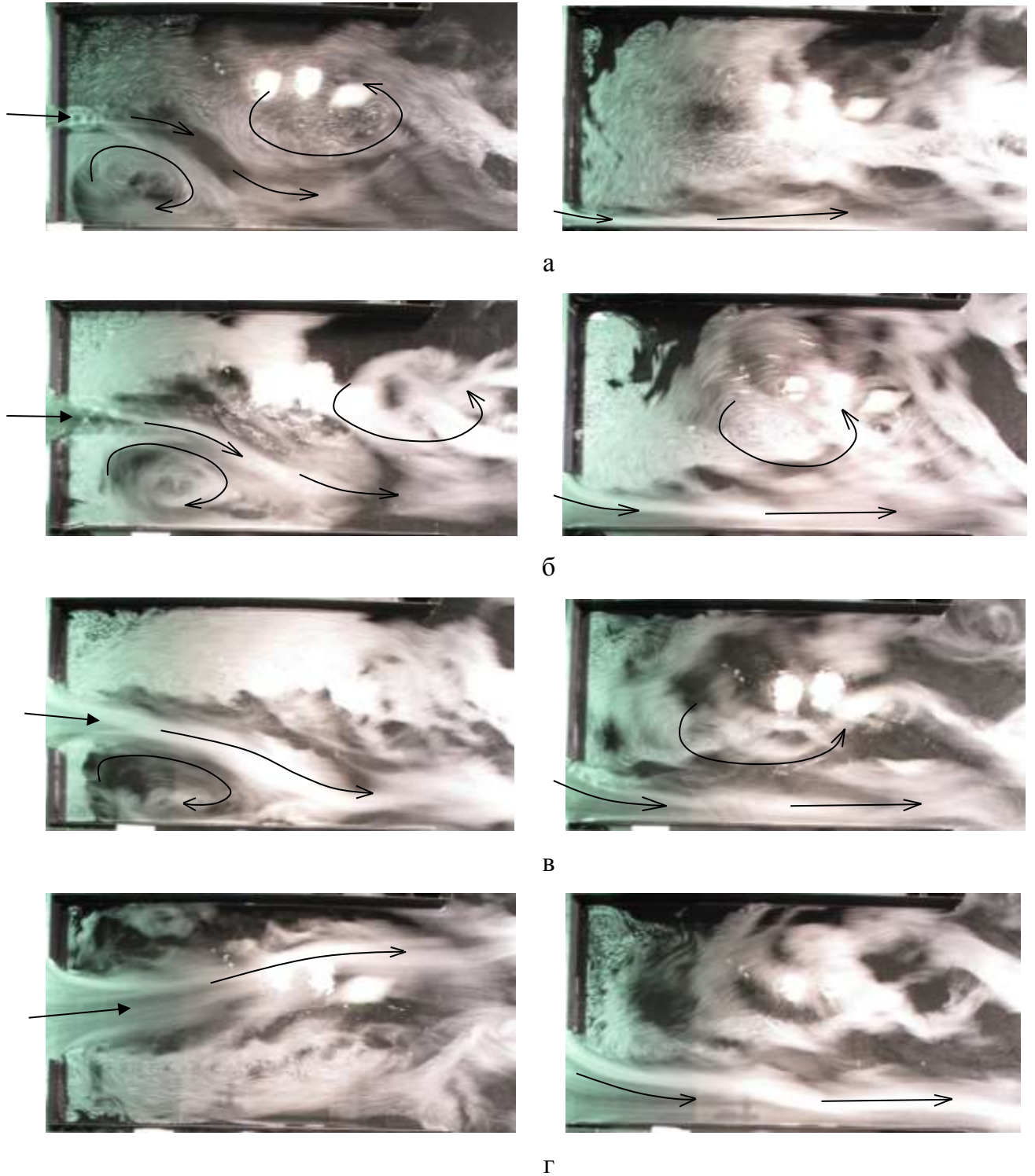
Если отнести справочные коэффициенты гидравлического сопротивления, равные  $\zeta = 2,5-2,8$  при больших сужениях, не к геометрическому узкому сечению, а к самому узкому сечению струи, то они составят:  $\zeta_{\text{прист}} = 0,7^2 \cdot 2,5 = 1,2$ ;  $\zeta_{\text{центр}} = 0,6^2 \cdot 2,8 = 1,0$ , т.е. при прохождении потока через гладкое отверстие теряется только динамический напор струи ( $\rho \cdot w^2 / 2$ ).

Скорость струи при этом будет в 1,4–1,7 раза больше, чем при расчете по самой узкой площади проходного сечения.

Расположение дроссельного отверстия (центрального или пристеночного) и форма выходного участка (прямолинейного или с поворотом на  $90^\circ$ ) не влияют на степень открытия отверстия с максимальной скоростью течения ( $0,2 f_y / F$ ) (рисунок 3.10 а).

При пристеночном расположении отверстия скорость вихря почти не меняется. При центральном расположении один вихрь крутится с большей скоростью относительно второго. Струя отклоняется в сторону более быстрого вихря.

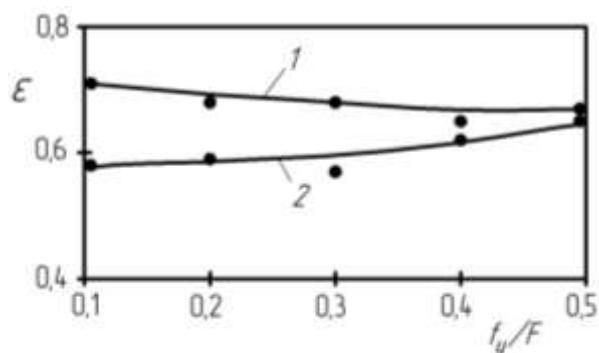
Расположение дроссельного отверстия влияет на скорость потока по длине струи (рисунок 3.10 б). При центральном расположении дроссельного отверстия движется струя, с обеих сторон от которой интенсивно вращаются два вихря (по одному с каждой стороны). После прохождения этих вихрей скорость струи падает. Таким образом, энергия струи затрачивается на кручение вихрей.



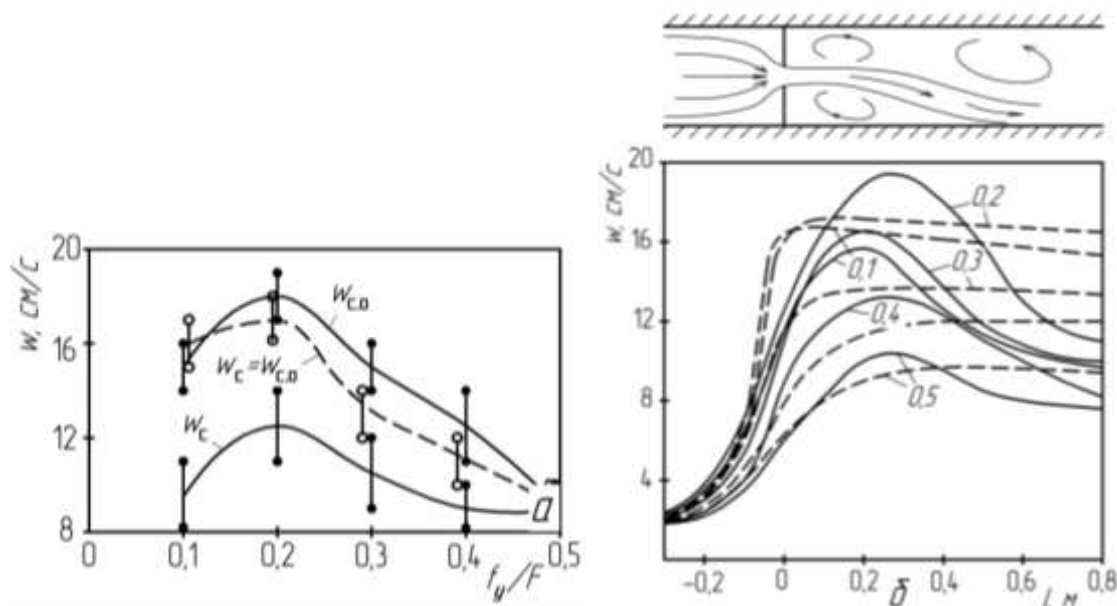
Слева - центральное проходное сечение, справа - пристеночное

а - сужение 0,1; б - 0,2; в - 0,3; г - 0,4

Рисунок 3.8 - Картины течения в гладких проходных сечениях



1, 2 - пристеночное и центральное расположение отверстия соответственно  
Рисунок 3.9 - Влияние сужения проходного сечения на сжатие струи



— — — — — центральное отверстие; - - - - - пристеночное; о - отверстие; с - струя;  
0,1–0,5 – сужение проходной площади  
а - от сужения проходной площади; б - по длине струи  
Рисунок 3.10 - Изменение скорости струи

Поворотные каналы. За поворотом образуется интенсивный вихрь, сжимающий течение более чем наполовину и увеличивающий коэффициент гидравлического сопротивления (рисунок 3.11 а).

Пересекающиеся каналы (рисунок 3.11 б). В них потоки последовательно поворачиваются вокруг углов (острых, прямых, тупых). В местах пересечения потоки не перемешиваются между собой. За каждым поворотом образуются один или несколько вращающихся вихрей, струя потока сжимается. Энергия потока струи тратится на кручение вихрей. Сужение струи увеличивается с ростом угла (рисунок 3.12). Сужение на первом и втором поворотах в пересекающихся каналах совпадает с сужением при одиночном повороте, на третьем повороте сужение увеличивается.



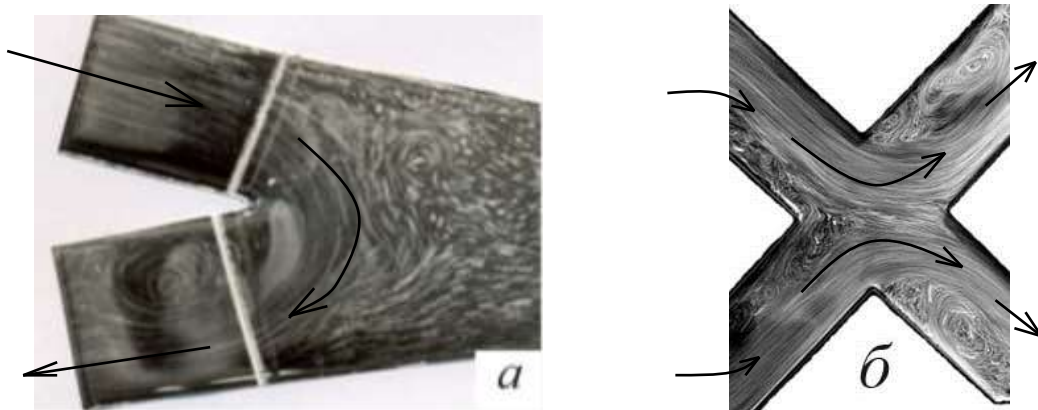
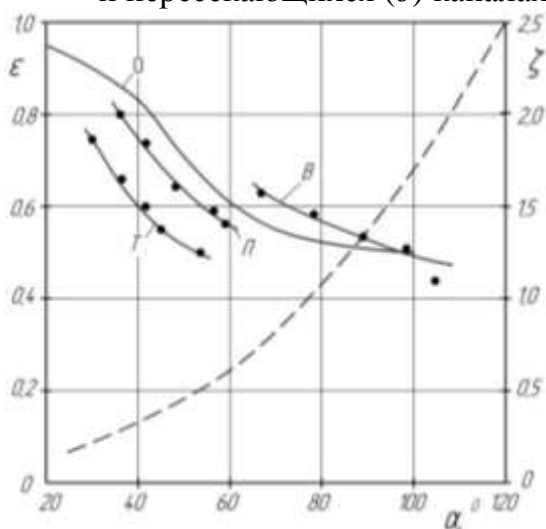


Рисунок 3.11 - Картины течения в поворотных (винтовых) (а) и пересекающихся (б) каналах

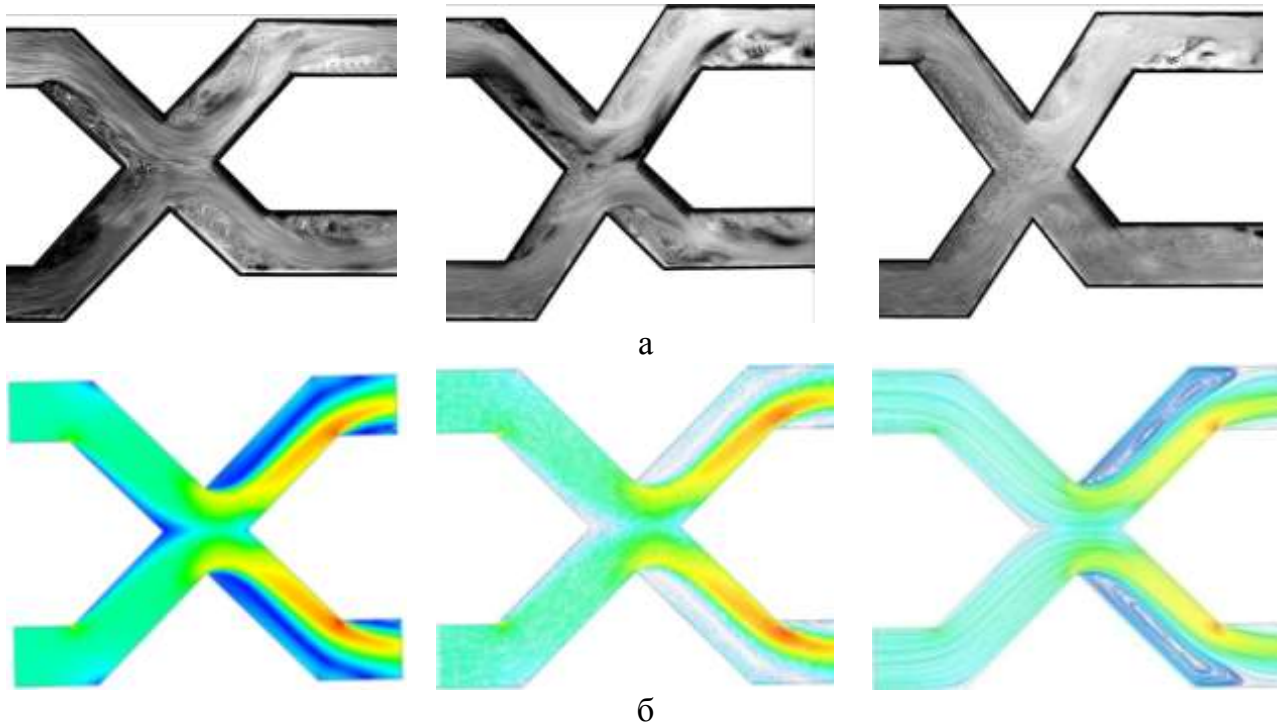


- - экспериментальные точки; ——— - сжатие струи; - - - - - - - КГС [1]
  - О - одиночный поворот; II - первый; В - второй; Т - третий повороты
- Рисунок 3.12 - Влияние угла поворота на сжатие струи и КГС

Для примера (сравнения) приведены картины течения в пересекающихся каналах, рассчитанных в программном комплексе ANSYS-CFX (рисунок 3.13), использующий систему уравнений Навье-Стокса и модели турбулентности  $k-\epsilon$  и  $k-\omega$  с пристеночными функциями.

Картины течения, полученные на стенде плоского моделирования отличаются от расчетных наличием вихрей после каждого поворота потока, величиной сужения потока, формой вихрей. В результате параметры, определенные по приведенному программному комплексу, будут отличаться от экспериментальных (натурных) значений.

На выходе из пересекающихся каналов потоки попарно объединяются и образуется равномерный потока из небольших струек (рисунок 3.14) [77].



а - на стенде плоского моделирования; б - в программном комплексе ANSYS-CFX  
 Рисунок 3.13 - Сравнение картин течения в пересекающихся каналах

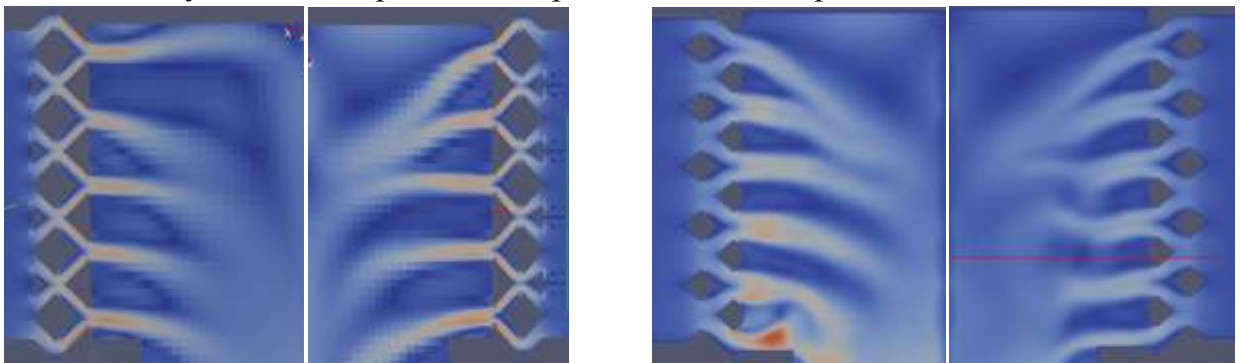
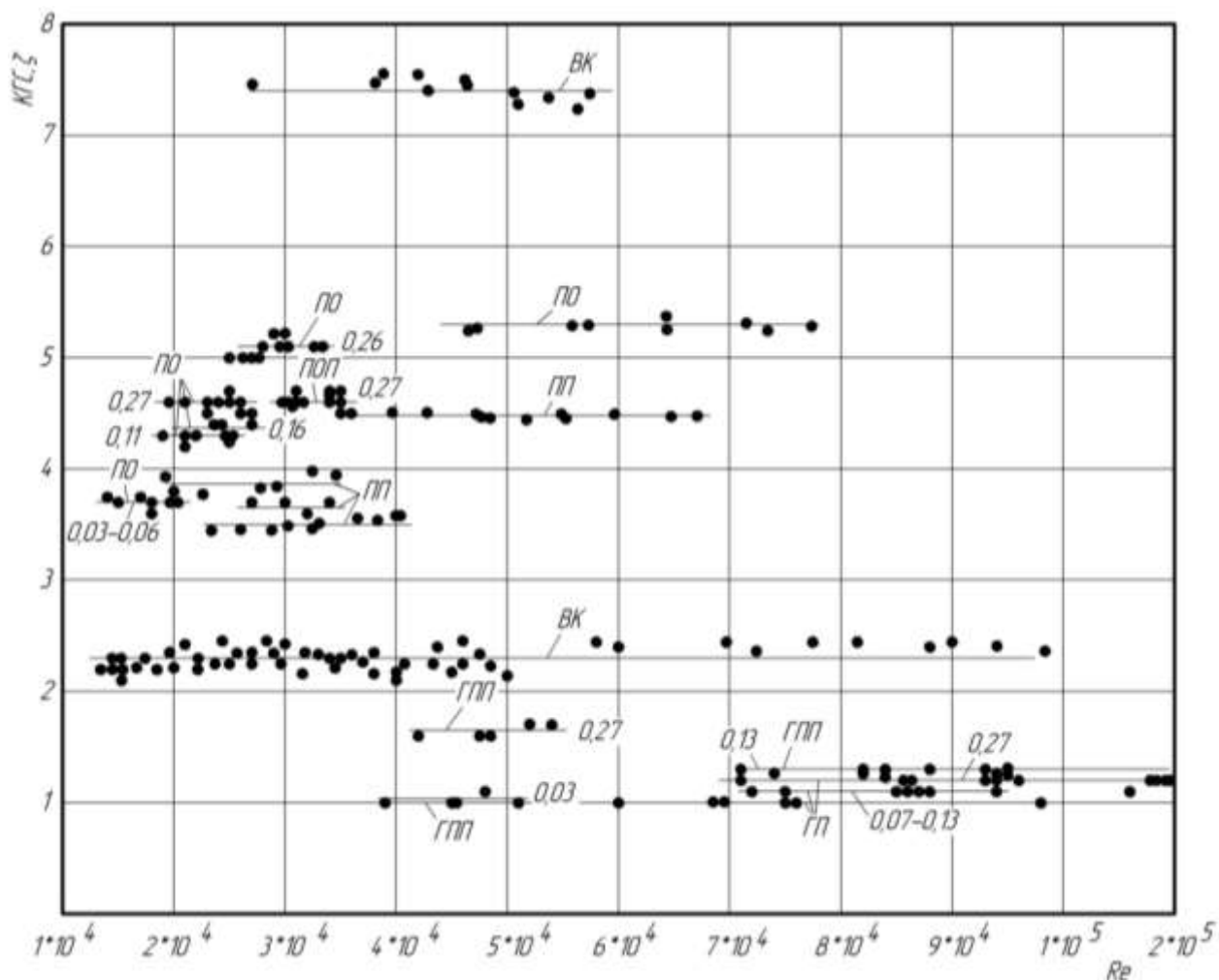


Рисунок 3.14 - Картины течения на выходе из пересекающихся каналов [77]

### 3.4.2 Коэффициент гидравлического сопротивления [58, 67, 69, 78]

Все указанные в настоящей работе значения коэффициентов гидравлического сопротивления (КГС) отнесены к самому узкому проходному сечению.

На рисунках 3.15 и 3.16 приведены зависимости КГС от чисел Рейнольдса ( $Re$ ) и кавитации ( $k$ ), соответственно для различных дроссельных решеток (гладких, пазовых, сверленных) и при разных открытиях. При приведении полученных величин для каждого конкретного случая к их среднему значению разброса практически нет (горизонтальные линии). Это хорошо видно на рисунке 3.15 б: КГС дроссельных решеток не зависит от числа кавитации при её отсутствии, т.е. при  $k > 1$ . В кавитационной области ( $k < 1$ ) коэффициент гидравлического сопротивления повышается до 1,4 от бескавитационного.



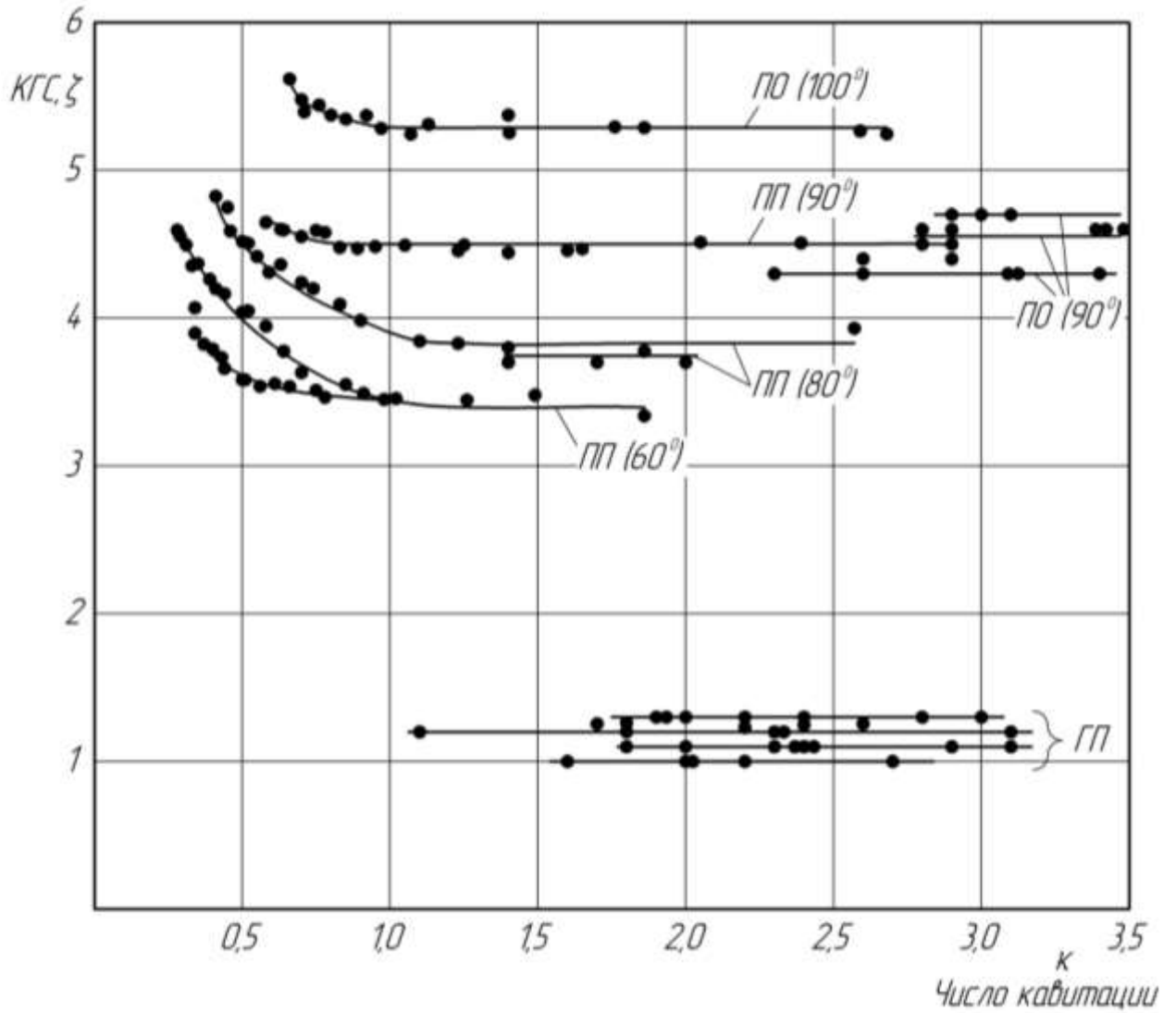
ВК - винтовые каналы; ГП - гладкие пазы; ГПП - тоже с поворотом потока на выходе;  
 ПО - пересекающиеся отверстия; ПОП - тоже с поворотом потока на выходе;  
 ПП - пересекающиеся пазы

Рисунок 3.15 - Влияние числа Рейнольдса на КГС дросселей

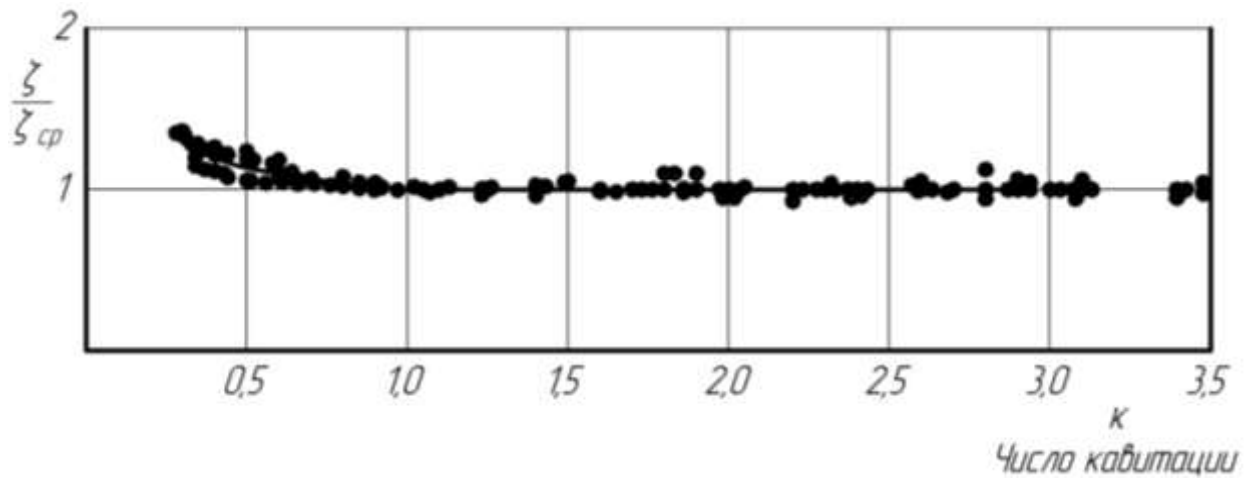
На КГС заметное влияние оказывает геометрия дроссельных каналов: угол пересечения (рисунок 3.17) и количество пересечений каналов (рисунок 3.18).

Из рисунка 3.17 видно, что КГС дросселей с пересекающимися каналами увеличивается с увеличением угла пересечения. При углах пересечения более  $100^\circ$  может иметь место снижение КГС из-за "прострела", т.е. вырождения поворотов, где струи поворачивают на меньший угол, чем задано геометрией проточной части.

Кроме того при больших углах неэффективно используется проходная площадь. При углах менее  $80^\circ$  КГС снижается, а также увеличивается сужение проходной площади в месте пересечения каналов. Поэтому целесообразно использование дросселей с пересекающимися каналами в диапазоне  $80 - 100^\circ$ .



а

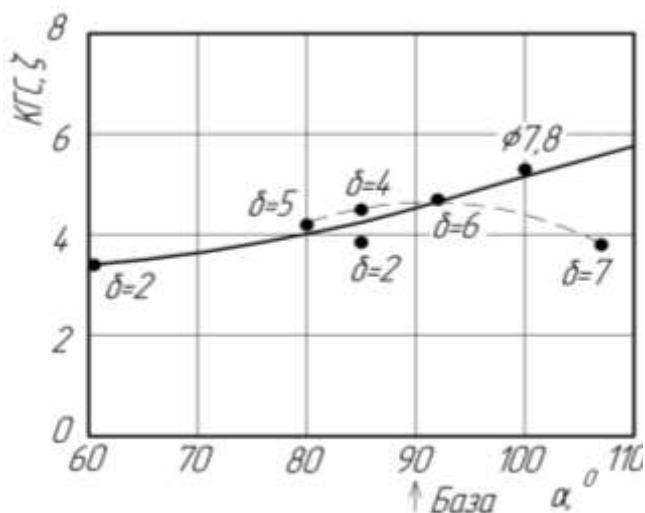


б

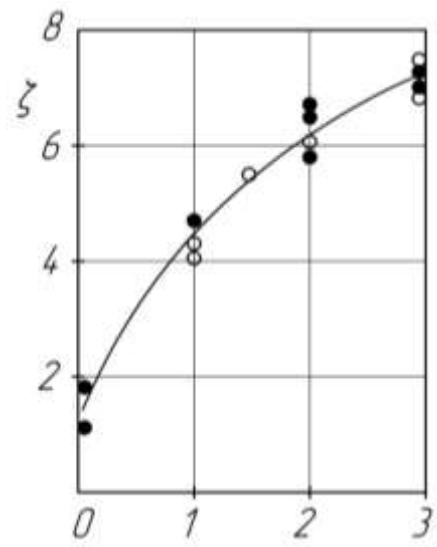
ГП - гладкие пазы; ПО - пересекающиеся отверстия; ПП - пересекающиеся пазы  
(в скобках указано значение угла пересечения)

а - в абсолютных значениях; б - КГС отнесено к среднему значению

Рисунок 3.16 - Влияние числа кавитации на КГС



$\delta$  - ширина прямоугольного канала (паза);  $\varnothing$  - диаметр отверстия;  
 - - - - влияние прострела  
 Рисунок 3.17 - Влияние угла пересечения на КГС дросселей с пересекающимися каналами

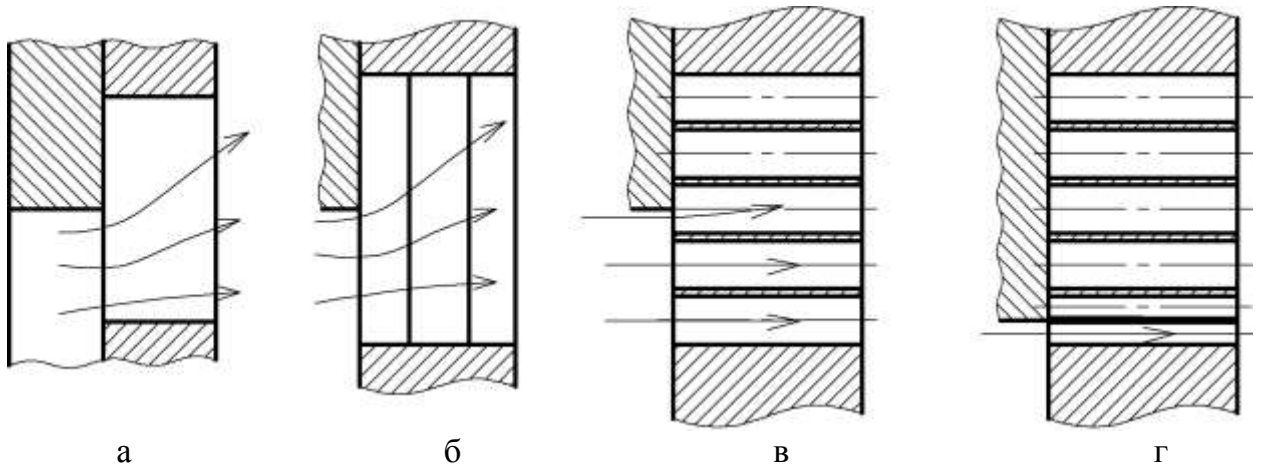


○ – расчет; ● – эксперимент  
 Рисунок 3.18 – Зависимость КГС дросселей с пересекающимися каналами от числа полных поворотов

Экспериментальные данные по КГС в зависимости от количества пересечений дроссельных каналов (числа полных поворотов) дают зависимость, хорошо коррелирующую с расчетными значениями КГС (см. рисунок 2.13). За дроссельную решетку без поворотов принята пластина с гладким дроссельным отверстием, у которой сужение проточной части практически такое же как и у дроссельных решеток с пересекающимися каналами). У бесповоротных ДР (гладких) КГС = 1,2-1,8, у одноповоротных пересекающихся каналов КГС = 3,2-4,2; у двухповоротных каналов КГС = 5,8-6,8; у трехповоротных каналов КГС = 6,9-7,2.

В результате испытаний, имитирующих частичное открытие дроссельных пластин с гладкими и пересекающимися каналами (пазами и сверлениями), было обнаружено заметное снижение коэффициента гидравлического сопротивления при прикрытии дроссельной пластины. Это явление можно объяснить растеканием потока, который в отсутствие стенок не формируется в струю, а растекается (рисунок 3.19 а, б).

Наличие поворота или прямого участка после проходного сечения практически не влияет на значение КГС. Результаты экспериментов при разных открытиях представлены на рисунках 3.20 - 3.22.



а - в гладких щелях; б - в пересекающихся пазах; в, г - в пересекающихся сверлениях  
 Рисунок 3.19 - Горизонтальные сечения дроссельных решеток

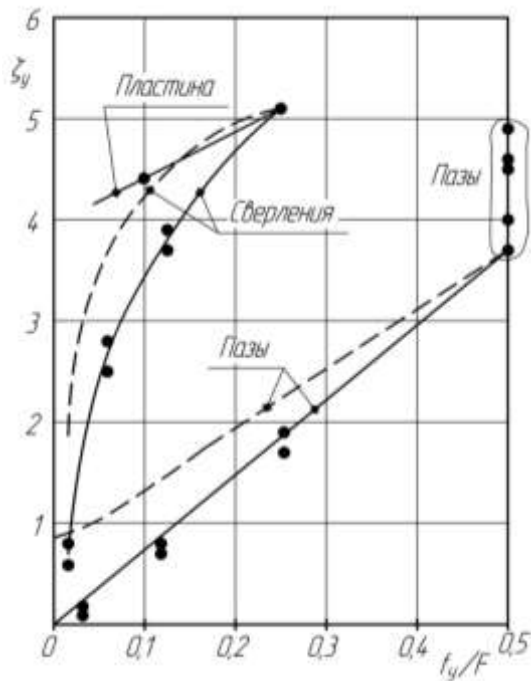
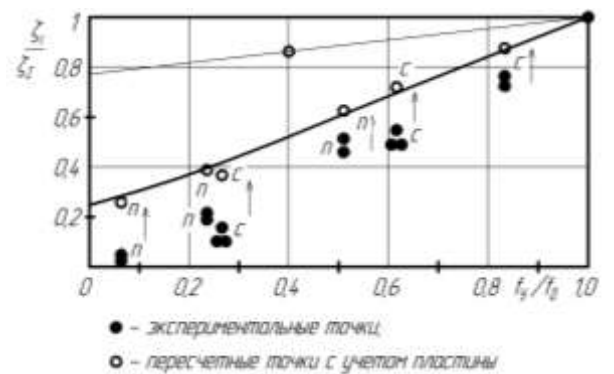


Рисунок 3.20 - Изменение КГС дроссельных элементов от открытия (хода) с учетом растекания



п - пазы; с - сверления

Рисунок 3.21 - Изменение относительного КГС от отношения проходной площади к площади растекания

В пересекающихся пазах при малых открытиях КГС значительно снижается из-за растекания потока (рисунок 3.20). Растекание происходит по всей ширине канала (паза) (рисунок 3.19 б).

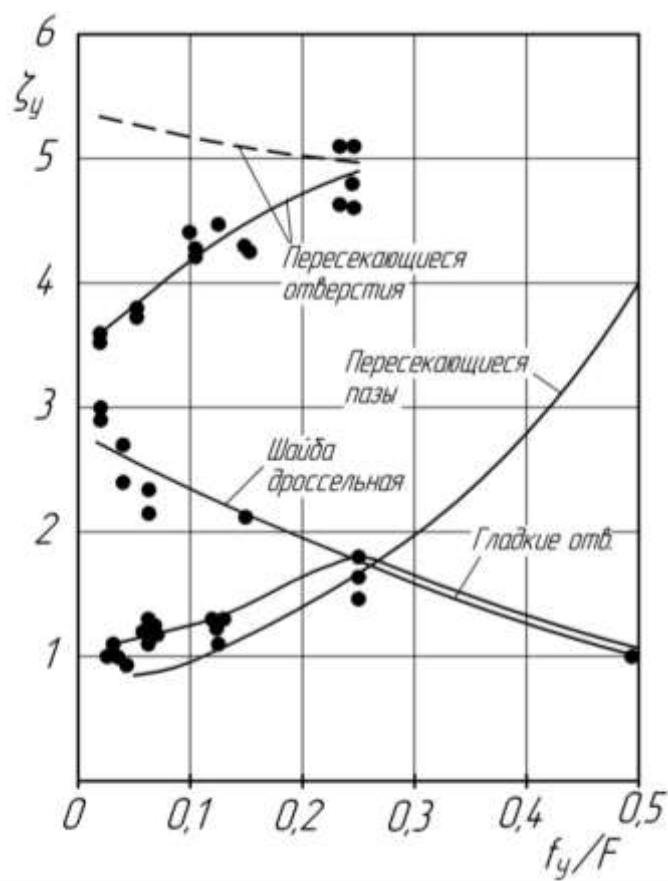


Рисунок 3.22 - Экспериментальная зависимость изменения КГС дроссельных окон от открытия

На рисунке 3.21 тонкой линией проведена прямая, показывающая изменение КГС при открывании полных рядов отверстий. Снижение КГС может происходить из-за протечек части потока через зазор между прикрывающей накладкой и дроссельной пластиной. Учитывая эти утечки, экспериментальные точки можно поднять вверх на величину утечки (показаны стрелками и тонкими кружками). В результате все точки ложатся на одну кривую. Изменение КГС от открытия с учетом явления растекания и учетом протечек показано пунктирной линией на рисунке 3.20.

В пересекающихся сверлениях происходит заметное снижение влияния этого явления, поскольку соседние ряды не связаны друг с другом, и растекание происходит только в пределах диаметра отверстия (рисунок 3.19 в, г).

Из рисунка 3.22 видно, что заметное снижение эффекта растекания происходит в дроссельной решетке с малыми размерами каналов ( $\varnothing 3,2$  мм) на малых открытиях. КГС при открытии проходного сечения изменяется от 3,6 до 4,7. Поэтому скорости протекания рабочей среды на малых открытиях могут быть снижены в 1,9 раза относительно гладких проходных сечений, что переводит работу устройств в диапазон длительной устойчивой работы.

### 3.4.3 Вибрационные характеристики [67, 78]

Измерения вибрационных характеристик рабочего участка проводились в трех взаимно перпендикулярных направлениях при истечении сжатого воздуха при перепадах давления от 4 до 8 МПа.

Обработка результатов измерения проводилась с помощью анализатора спектра типа А17, при следующих параметрах:

- время измерения 10 с; - время усреднения 1 с; - шаг по частоте 0,7 Гц.

В результате обработки получены:

- максимальные интегральные средние квадратические значения виброускорений в диапазоне частот от 1 до 10000 Гц ( $a_e$ , м/с<sup>2</sup>); - тоже виброскоростей от 20 до 10000 Гц ( $v_e$ , мм/с);

Зависимости интегральных значений виброускорений и виброскоростей от перепада давления газа на рабочем участке имеют монотонно возрастающий, практически линейный характер (рисунок 3.23). Наименьшие интегральные значения виброускорений и виброскоростей отмечены для направления вдоль потока газа (X).

Наибольшие значения виброускорений и виброскоростей наблюдаются для направлений перпендикулярных потоку газа (Y и Z).

В направлениях X и Y вибрации наиболее интенсивны в диапазоне частот от 4000 до 5500 Гц, а в направлении Z в диапазоне 6500 – 9000 Гц.

Максимальные уровни виброускорений зафиксированы при перепаде давления 8 МПа и составляют:

- в направлении X – 25 м/с<sup>2</sup> на частоте 4,4 МГц; - в направлении Y – 41 м/с<sup>2</sup> на частоте 4,6 МГц; - в направлении Z – 49 м/с<sup>2</sup> на частоте 7,7 МГц.

Максимальные уровни виброскоростей зафиксированы также при перепаде давления 8 МПа и составляют:

- в направлении X – 0,70 мм/с; - в направлении Y – 1,34 мм/с; - в направлении Z – 0,75 мм/с при тех же частотах, что и ускорение.

Изменения перепадов давления практически не влияют на частотный характер автоспектров, изменяются только амплитудные значения. Для примера на рисунке 3.24 представлены автоспектры виброускорений рабочего участка с дросселем при перепаде давления 8 МПа.



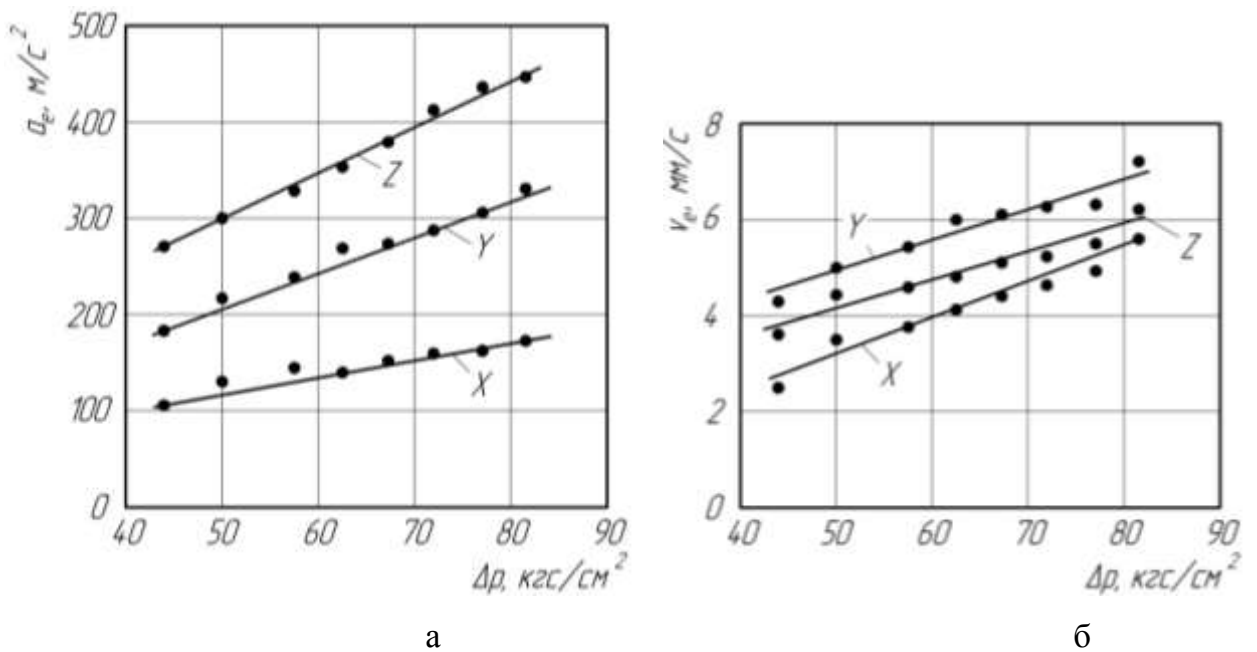


Рисунок 3.23 – Зависимости интегральных средних квадратических значений виброускорений (а) и виброскоростей (б) от перепада давления на рабочем участке

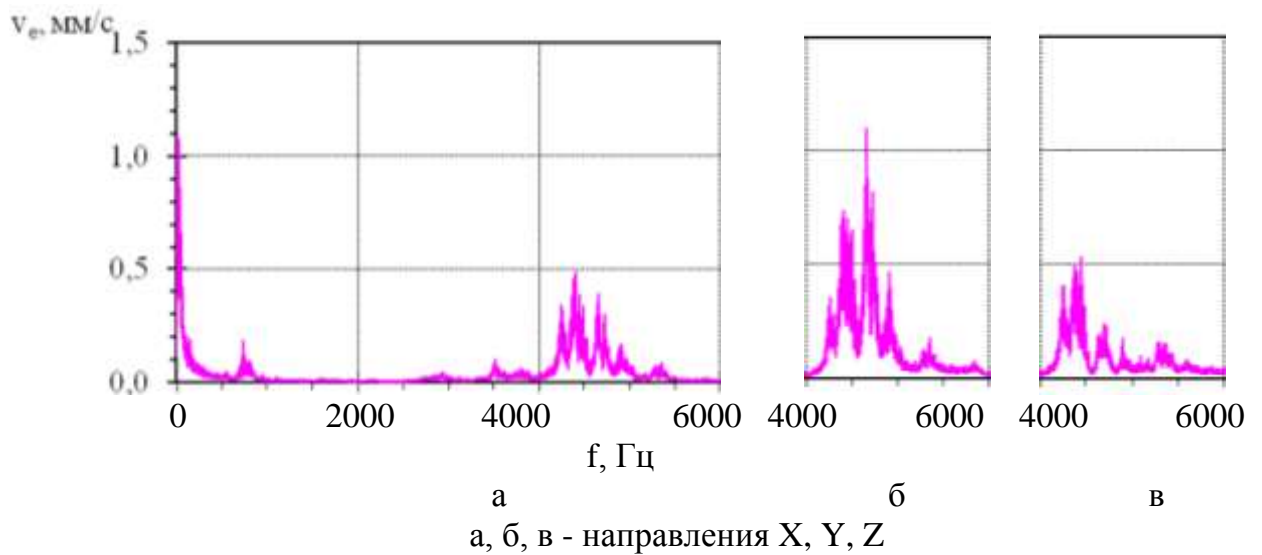


Рисунок 3.24 – Автоспектры виброускорений рабочего участка с дросселем при перепаде давления 8 МПа

### 3.5 Заключение

1. На стенде плоского моделирования получены гидродинамические структуры течения - струйные течения, вихревые и застойные зоны дросселированного потока, зависящие от геометрических форм изучаемых моделей. Определены оптимальные геометрические размеры дроссельных каналов при разных приемах дросселирования потока.

2. Наибольшая скорость вращения вихрей наблюдается в квадратных камерах. По сравнению с широкими и глубокими камерами она на 5–25% и на 30–80% больше, соответственно.

3. Максимальная скорость дросселированной струи отмечается при сужении проточной части  $\approx 0,2 f_y / F$  (в правилах и нормах запрещается работать при открытиях проходного сечения до 10% хода подвижного органа из положения "закрыто").

Струя сжимается при прохождении через отверстие до 0,7 и 0,6 площади для пристеночного и центрального расположения отверстия соответственно, при этом разница в коэффициенте гидравлического сопротивления составит 20%.

Коэффициент гидравлического сопротивления в гладких отверстиях, отнесенный к самому узкому сечению струи, составляет 1–1,2, т.е. теряется только динамический напор. Скорость струи будет в 1,4–1,7 раза больше.

4. Сужение струи в последовательно пересекающихся каналах зависит от угла и порядкового номера поворота (в справочниках одно значение, различие в сумме может достигать 25%).

5. На гидравлическом стенде изучено влияние геометрических параметров, чисел Рейнольдса и кавитации на коэффициент гидравлического сопротивления (КГС) проходного сечения. Диапазон изменения чисел  $Re - (1-20) \cdot 10^4$ ; чисел кавитации - 0,25-4; КГС - 1-7,6.

6. В автомобильной области ( $Re > 10^4$ ) и при отсутствии кавитации ( $k > 1$ ) коэффициент гидравлического сопротивления дросселей с пересекающимися каналами постоянный. При наличии кавитации ( $k < 1$ ) происходит увеличение значений КГС.

На малых открытиях происходит снижение значений КГС, как у гладких, так и у дроссельных проходных сечений. В справочной литературе по гидравлическим сопротивлениям КГС проходных сечений увеличивается по мере сужения проходной площади, поэтому целесообразно учитывать эти сведения в программных кодах.

7. В зависимости от числа поворотов (пересечений) получены следующие данные коэффициентов гидравлического сопротивления для:

- бесповоротных гладких дроссельных решеток  $\zeta = 1,2-1,8$ ;
- одноповоротных пересекающихся каналов  $\zeta = 3,2-4,2$ ;
- двухповоротных каналов  $\zeta = 5,8-6,8$ ;
- трехповоротных каналов  $\zeta = 6,9-7,2$ .

Экспериментальные данные КГС хорошо коррелируются с расчетными значениями из раздела 2.

8. Установлено снижение этих значений при прикрытии проходного сечения, у гладких до 1, в интенсифицированных - 3,6, что позволяет снижать скорости рабочей среды в проходном сечении, относительно гладких, в 1,9 раза.

9. Зависимости интегральных значений виброускорений и виброскоростей от перепада давления газа на рабочем участке имеют линейный характер. Максимальные уровни виброускорений и виброскоростей зафиксированы при перепаде давления 8 МПа. Изменения перепадов давления практически не влияют на частотный характер автоспектров, изменяются только амплитудные значения.

## 4. МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ И ХАРАКТЕРИСТИК УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ

### 4.1 Цель расчета

Целью расчета устройства является определение оптимальных размеров проточной части, удовлетворяющих заданным (требуемым) параметрам и характеристикам. Оптимизация проточной части устройства управления расходом заключается в том, чтобы совокупность ее гидравлических сопротивлений обеспечивала высокое дросселирование потока при малом открытии проходного сечения для создания требуемого перепада давления, минимальные гидравлические потери при большом открытии проходного сечения для обеспечения большой пропускной способности, допустимые скорости протекания среды во всем диапазоне регулирования, минимальные габариты, расширенный диапазон регулирования, отсутствие нежелательных явлений при работе.

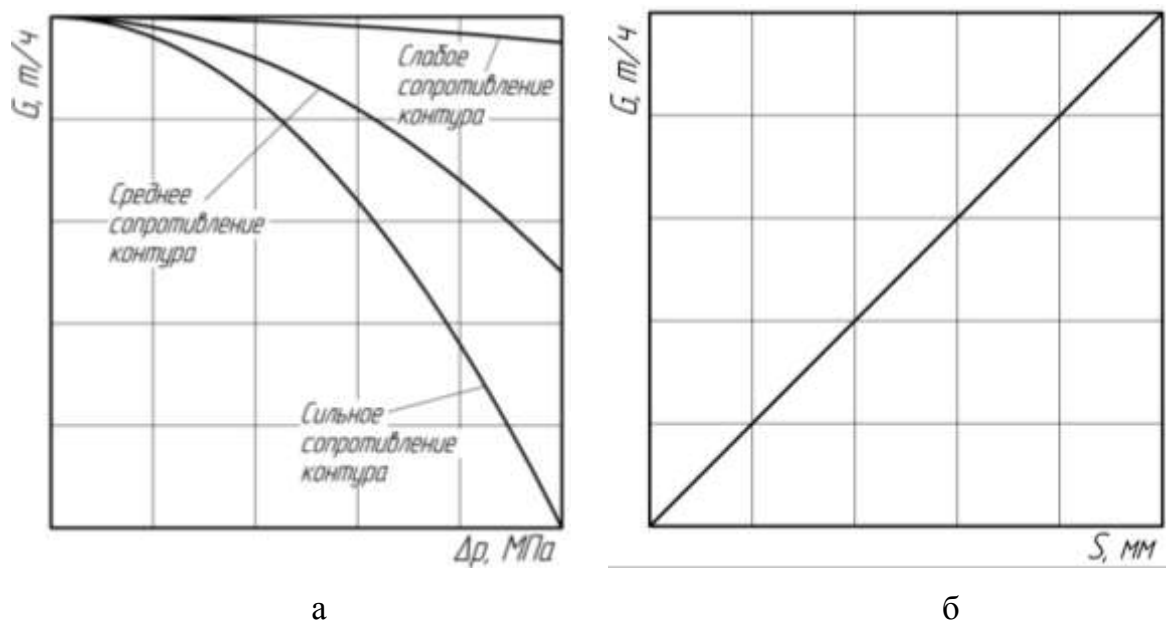
### 4.2 Исходные данные

Для расчета проточной части устройства управления расходом должны указываться следующие требуемые параметры и характеристики:

вид теплоносителя; температура  $t_{вх}$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) и давление  $p_{вх}$  (МПа) теплоносителя на входе в проточную часть; минимальный и максимальный перепады давления на устройстве  $\Delta p_{\min}$ ,  $\Delta p_{\max}$  (МПа); номинальный и максимальный расход теплоносителя  $Q_{\text{раб}}$ ,  $Q_{\max}$  (т/ч); максимально допустимые габариты проточной части (строительные длина и высота)  $L$ ,  $H$  (мм); номинальный диаметр  $DN$  (мм); максимально допустимая крутизна расходной характеристики (т/(ч·мм)); допустимое отклонение от линейности расходной характеристики (%).

Некоторые параметры и характеристики могут задаваться как строго, так и в желаемом диапазоне.

Для обеспечения определенной расходной характеристики, она должна быть задана графически вместе с графической характеристикой контура (рисунок 4.1 - приведена линейная расходная характеристика).



а - характеристика контура; б - расходная характеристика

$\Delta p$  - перепад давления;  $G$  - расход теплоносителя;  $S$  - ход регулирующего элемента

Рисунок 4.1 - Графические исходные данные

### 4.3 Основные характеристики

Для анализа, сравнения, выбора и создания устройств управления расходом используется ряд параметров и характеристик, которые в комплексе полностью характеризуют устройство.

1) Перепад (потери) давления среды на устройстве управления расходом определяется соотношением:

$$\Delta p = \frac{\zeta \cdot G^2}{2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \rho_{\text{вх}} \cdot f^2} \text{ МПа,} \quad (4.1)$$

где  $\zeta$  - коэффициент гидравлического сопротивления;

$G$  - массовый расход теплоносителя, кг/с;

$\rho_{\text{вх}}$  - плотность теплоносителя на входе в устройство, кг/м<sup>3</sup>;

$f$  - проходное сечение, м<sup>2</sup>;

$\varepsilon$  - коэффициент сжимаемости. Для несжимаемых сред равен 1.

Для сжимаемых сред зависит от отношения перепада давления на устройстве к входному давлению: при малых перепадах  $\Delta p < 0,1 p_{ex}$  -  $\varepsilon = 1$ ; - при средних перепадах  $0,1 p_{ex} < \Delta p < 0,5 p_{ex}$  -  $\varepsilon \approx \sqrt{1 - 0,8 \Delta p / p_{ex}}$ ; - при критическом и сверхкритическом перепаде  $\Delta p > 0,5 p_{ex}$  -  $\varepsilon \approx 0,58$  [72].

Для двухфазной среды потери давления определяются по соотношению

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{(\bar{\rho} \cdot w)^2}{2 \cdot \rho'} \cdot \left[ 1 + x \cdot \left( \frac{\rho'}{\rho''} - 1 \right) \right] \quad [75, 76],$$

где  $\zeta$  - КГС;  $\bar{\rho}$  - средняя плотность двухфазного потока;  $\rho'$  - плотность воды;  $\rho''$  - плотность пара;  $x$  - массовое паросодержание;

$$\bar{\rho} = \rho'' / [x + (1 - x) \cdot \rho'' / \rho'].$$

2) Устройство управления расходом оказывает сопротивление потоку, что характеризуется коэффициентом дросселирования, определяемого по формуле:

$$K_{dp} = \Delta p / G^2. \quad (4.2)$$

В автомоделной области по числу Рейнольдса коэффициент дросселирования практически постоянен, поэтому устройство управления расходом характеризуют параболы сопротивления (зависимостями  $\Delta p = f(G)$ ) (рисунок 4.1 а), позволяющими судить о расходе теплоносителя и перепаде давления на устройстве при изменении условий в контуре.

3) Для подбора устройства управления расходом используется пропускная способность ( $Q_1$  или  $G_1$ ) - расход среды с плотностью  $\rho_0 = 1000 \text{ кг/м}^3$  при перепаде давления  $\Delta p_0 = 0,1 \text{ МПа}$  ( $1 \text{ кгс/см}^2$ ):

$$G_1 = \frac{G}{\varepsilon \sqrt{(\rho_{ex} \cdot \Delta p) / (\rho_0 \cdot \Delta p_0)}}. \quad (4.3)$$

4) Диапазон регулирования определяется по соотношению:

$$R = \frac{G_{1\max}}{G_{1\min}} = \frac{G_{\max}}{G_{\min}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\max}}{\Delta p_{\min}}}. \quad (4.4)$$

Данный параметр позволяет сравнивать устройства управления расходом с точки зрения диапазона регулирования, работающие в различных режимах. В разных устройствах один и тот же расход может иметь место при разных перепадах давления, расход среды зависит от температуры, а для сжимаемых сред и от давления.

5) Для расчета интенсифицированной проточной части целесообразно пользоваться геометрическим фактором интенсификации, который зависит только от геометрии проходного сечения:

$$Ge = \zeta / f^2. \quad (4.5)$$

Геометрический фактор показывает во сколько раз нужно увеличить проходное сечение при интенсификации дросселирования для обеспечения заданных параметров (исходные данные).

При подборе устройства управления расходом геометрический фактор может быть рассчитан по исходным данным и исходя из геометрии проходного сечения. Совпадение двух значений говорит о правильном выборе устройства.

6) Определяющее значение обеспечения длительной устойчивой работы устройства управления расходом имеет скорость потока в проходном сечении, рассчитываемая по формуле:

$$w = \sqrt{2 \cdot \Delta p / \rho_{ex} \cdot \zeta}. \quad (4.6)$$

Максимальное значение скорости имеет место при открытии проходного сечения у которого отношение  $\Delta p / \zeta$  имеет максимальное значение.

7) Появление и развитие кавитации всегда сопровождается снижением срока службы устройства управления расходом и изменением (увеличением) коэффициента гидравлического сопротивления. Граница безкавитационной работы определяется по критическому числу кавитации:

$$k = \frac{2(p_{вых} - p_{н.п.})}{\rho w^2} = \frac{2(p_{ex} - \Delta p - p_{н.п.})}{\rho w^2}, \quad (4.7)$$

где  $p_{ex}$  и  $p_{вых}$  - давление теплоносителя на входе и на выходе из устройства;

$p_{н.п.}$  - давление насыщенных паров.

Критическое значение числа кавитации составляет  $k = 1$ . При  $k > 1$  режим безкавитационный, при  $k < 1$  появляется кавитация.

В случае течения теплоносителя с температурой близкой к температуре насыщения возможно его вскипание при падении давления.

#### 4.4 Порядок расчета

##### 4.4.1 Выбор по каталогу

1) В настоящее время для энергонапряженных объектов, в том числе и для ЯЭУ, разработано большое количество устройств управления расходом, информация по которым собрана в каталогах. Комплекс указанных параметров и характеристик позволяет оценивать их работу и производить выбор для требуемых условий.

В первую очередь, зная требуемые параметры и характеристики, организовать поиск по существующим устройствам из каталогов. Особенно для слабодросселированных контуров, в которых перепады давлений не велики и устройства управления расходом с гладким проходным сечением обеспечивают заданные параметры работы при компактном исполнении и допустимыми скоростями течения.

2) Выбор проточной части устройства управления расходом осуществляется по следующим критериям: рабочее давление и температура; пропускная способность, диапазон регулирования, габаритные ограничения. Значения, приведенные в каталоге (индекс -  $k$ ), должны соответствовать заданным (индекс -  $z$ ):

$$p_z \leq p_k; t_z \leq t_k; G_{1z} \leq G_{1k}; R_z \leq R_k; l_z \leq l_k; DN_z \leq DN_k,$$

где  $l$  - строительная длина;

$DN$  - номинальный диаметр.

3) Далее рассчитываются характеристики выбранной проточной части для исходных данных.

По каталогу определяется геометрический фактор  $Ge = f(S)$  и рассчитывается расходная характеристика  $G = f(S)$  по ходу регулирующего элемента выбранного устройства управления расходом для заданных параметров.

Величина расхода ( $G_i$ ) для каждого значения хода определяется из системы уравнений:

$$\begin{cases} \Delta p_i = f(G_i) \\ \Delta p_i = Ge_i \frac{G_i^2}{2\varepsilon^2 \rho_{вх}} \end{cases} \quad (4.8)$$

где первое уравнение есть гидравлическая характеристика контура (рисунок 4.1 а).



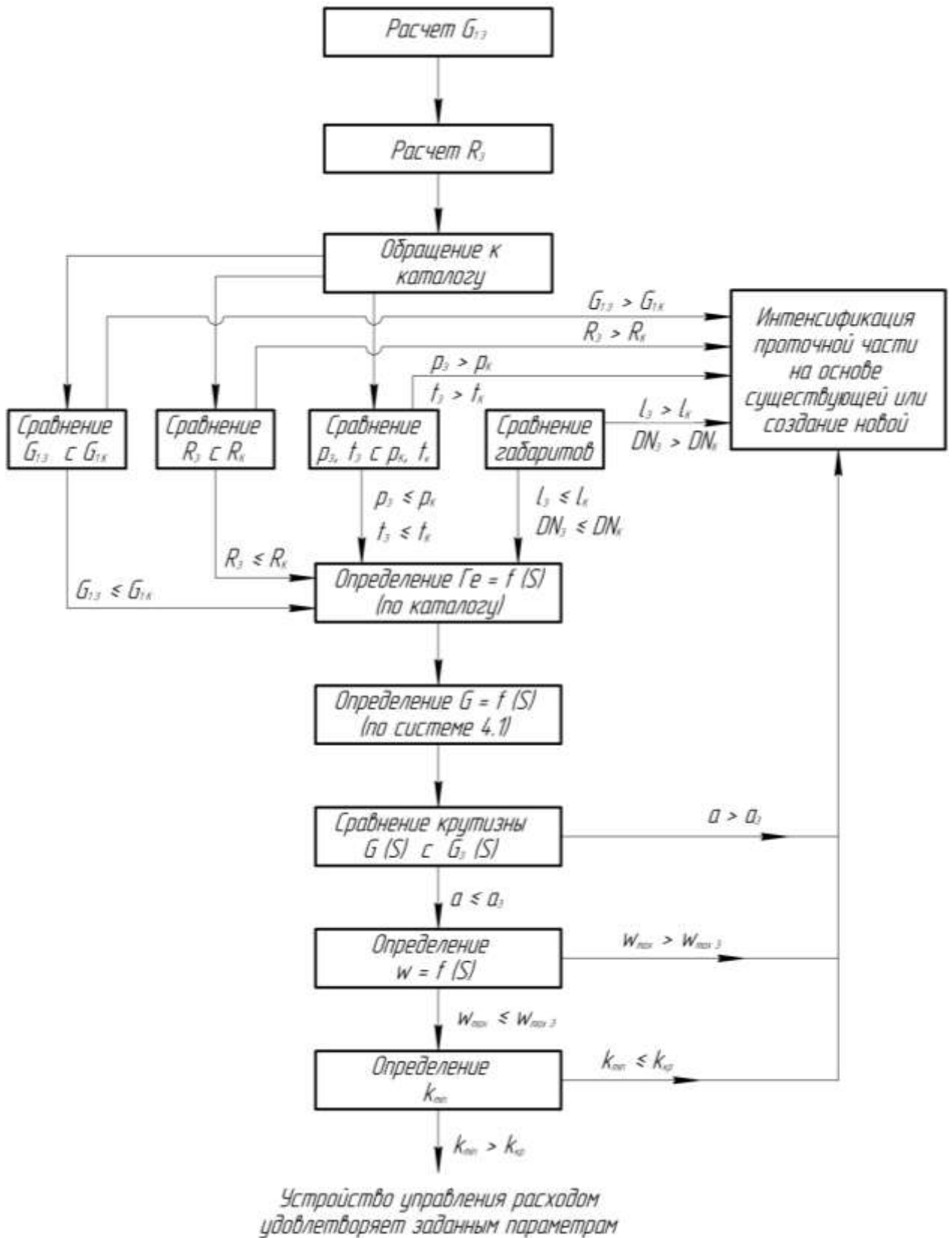


Рисунок 4.2 - Алгоритм выбора устройства управления расходом по каталогу

4) В случае удовлетворительной крутизны расходной характеристики, т.е. приращение расхода на ходе регулирующего элемента не должно превышать заданную величину, определяется максимальная скорость и минимальное число кавитации.

По каталогу определяется изменение проходного сечения по ходу регулирующего элемента и с помощью полученной расходной характеристики рассчитывается скоростная характеристика  $w = f(S)$ .

Для определения минимального числа кавитации в проточной части устройства управления расходом следует строить кавитационную характеристику  $k = f(S)$ . Так как перепад давления по ходу регулирующего элемента на открытие уменьшается (т.е. увеличивается давления на выходе), а скорость, в общем случае, может иметь максимум при любом положении регулирующего элемента в диапазоне 0-0,3, поэтому минимальное число кавитации может не соответствовать максимальной скорости. Перепад давления определяется с помощью гидравлической характеристики контура и расходной характеристики.

5) Таким образом, выбранная проточная часть устройства управления расходом должна удовлетворять требованиям по пропускной способности, диапазону регулирования, габаритным ограничениям, крутизне расходной характеристики, максимальной скорости, числу кавитации.

6) Выбор дросселя осуществляется по пропускной способности и габаритным ограничениям, после чего рассчитывается скорость потока и число кавитации.

Поскольку дроссель должен обладать определенным коэффициентом дросселирования, совпадение пропускной способности  $G_{1з} = G_{1к}$  маловероятно. Поэтому проводится расчет новой проточной части, при этом за основу берется дроссель с пропускной способностью, наиболее близкой к заданной.

#### 4.4.2 Расчет интенсифицированного устройства управления расходом

##### 4.4.2.1 Основные положения

Основными элементами проточной части устройства управления расходом являются: корпус (прямоточный, угловой, Z-образный, и др.); проходное сечение, образованное неподвижным седлом и подвижным регулирующим элементом, изменяемое при управлении расходом.

Наиболее целесообразно для проточной части выбирать существующие корпуса устройств управления расходом, рассчитанные на давление и температуру не более чем заданные для исключения обоснования прочности, теплостойкости и других расчетов, что сократит время создания устройства.

Расчет устройства управления расходом заключается, главным образом, в определении геометрической формы корпуса и проходного сечения.

Основной перепад давления необходимо сбрасывать в проходном сечении для достижения высокого дросселирования при малом проходном сечении и обеспечения большой пропускной способности при полном открытии проходного сечения.

Проточную часть корпуса устройства управления расходом рекомендуется делать плавным профилированным, чтобы избежать сжатия потока и увеличения скорости и обеспечить возможность относительно равномерного распределения скоростей в разных сечениях проточной части.

В зависимости от типа проточной части устройства управления расходом интенсификация проходного сечения проводится следующим образом:

- в дросселях - винтовые пересекающиеся каналы;
- в клапанах (золотниковых и осевых) - гребенчатые параллельные канавки;
- в задвижках - кассеты с винтовыми дросселями и решетки с пересекающимися каналами;
- в поворотниках - решетки и приставки с пересекающимися каналами.

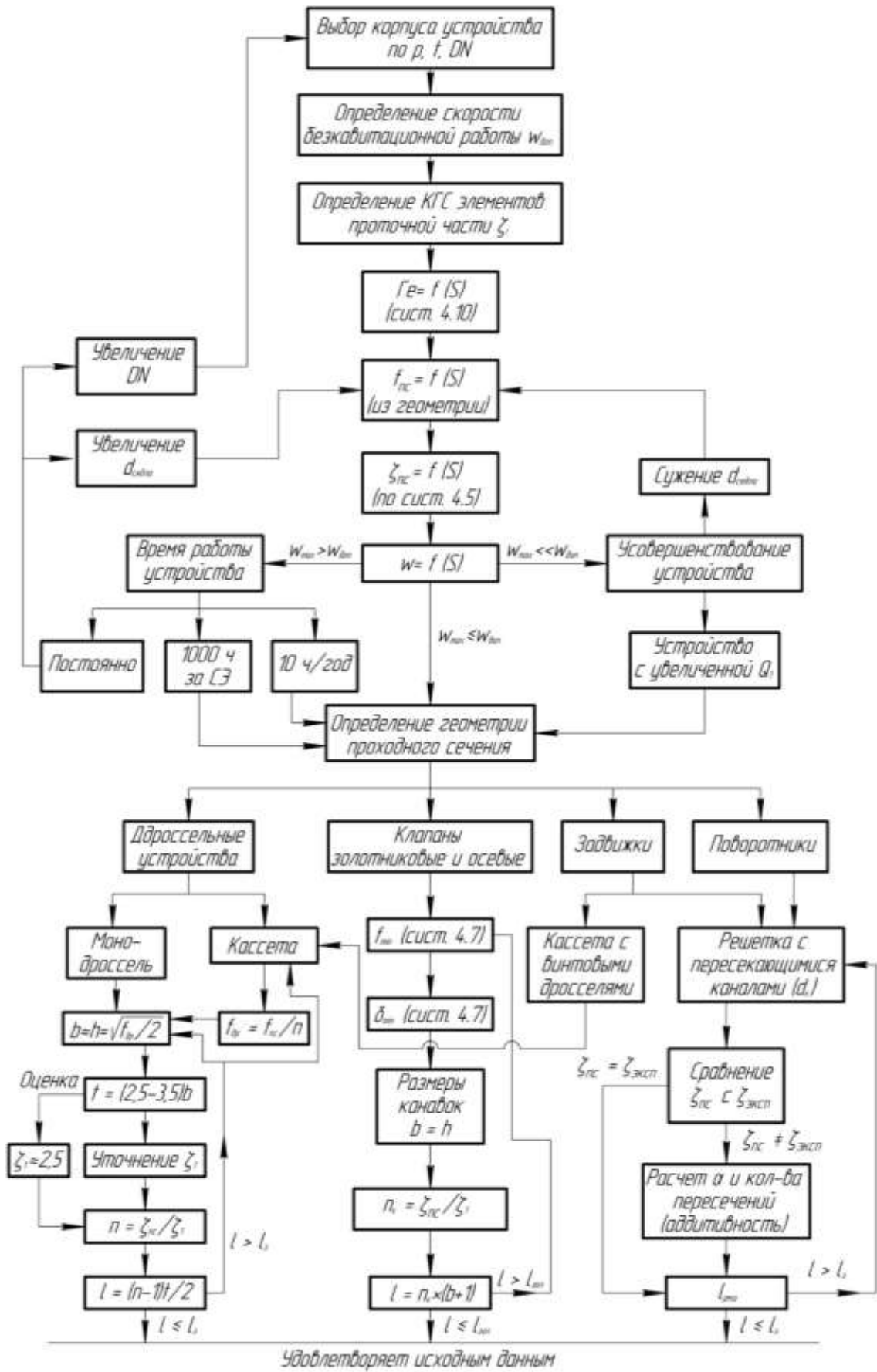


Рисунок 4.3 - Алгоритм расчета интенсифицированных устройств управления расходом

#### 4.4.2.2 Порядок расчета

1) По заданным в исходных данных рабочим давлению и температуре, а также номинальному диаметру подбирается корпус существующего устройства. Возможен выбор по номинальному диаметру с обоснованием толщин и материалов стенок корпуса и других элементов.

2) Скоростные диапазоны различных механизмов взаимодействия потока среды с проточной частью устройства управления расходом составляют:

- до 40-45 м/с - длительная устойчивая работа;
- от 40-45 до 60-65 м/с - работа без запаса;
- от 60-65 до 75-80 м/с - работа у границы устойчивости с появлением кавитации, вибрации, износа;
- более 75-80 м/с - неустойчивая работа с высокой вероятностью поломки.

При низких давлениях теплоносителя после устройства управления расходом скоростные границы механизмов взаимодействия потока среды с проточной частью могут меняться. В этом случае проводится уточнение значений скоростей безкавитационной работы с учетом критического числа кавитации:

$$\begin{cases} w = \sqrt{\frac{2(p_{\text{ВЫХ}} - p_{\text{Н.П.}})}{k \cdot \rho}} \\ k > 1 \end{cases} \quad (4.9)$$

3) При протекании потока среды в устройстве управления расходом потери давления помимо проходного сечения возникают и в других элементах проточной части, например во входном и выходном устройствах, при поворотах и другое.

Определяются коэффициенты гидравлического сопротивления разных участков проточной части, отнесенные к площади сечения рассматриваемого участка:  $\zeta_i$ .

4) Из геометрии проточной части устройства управления расходом определяется изменение проходного сечения от хода регулирующего элемента (проходное сечение равномерно заполнено дроссельными каналами). При этом учитывается, что максимальное проходное сечение составляет: - в дросселях с винтовыми канавками  $\sim 0,5$ ; - для клапана  $\sim 0,4$  от проходной площади седла; - в поворотниках в задвижках с гладкими и пересекающимися отверстиями  $\sim 0,5$ . Ввинчивающиеся дроссели занимают половину площади отверстий.

$$f_{nc} = f(S).$$

5) Используя заданную гидравлическую характеристику контура, заданную (или выбранную) расходную характеристику и формулу (4.1) определяется геометрический фактор по ходу регулирующего элемента:  $Ge = f(S)$ .

$$\begin{cases} \Delta p = f(G) \\ G = f(S) \\ Ge = 2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \Delta p \cdot \rho_{\text{вх}} / G^2 \end{cases} \quad (4.10)$$

6) Определяется изменение коэффициента гидравлического сопротивления проходного сечения для обеспечения заданных параметров работы с учетом потерь давления среды в других элементах проточной части:

$$\begin{cases} \zeta_{nc} = f_{nc} \cdot Ge_{nc} \\ Ge_{nc} = 2 \cdot \varepsilon^2 \cdot \Delta p_{nc} \cdot \rho / G^2 \\ \Delta p_{nc} = \Delta p - \sum \Delta p_{пч} \\ \Delta p_{пч} = \zeta_{эл} \cdot \frac{\rho \cdot w^2}{2} \end{cases} \quad (4.11)$$

7) Определяется скоростная характеристика  $w = f(S)$  и сравнивается максимальное значение скорости потока с допустимыми значениями (смотрите п.2).

Если максимальное значение скорости превышает допустимые границы, то учитывается требуемое время работы устройства управления расходом за срок эксплуатации. В случаях когда от устройства управления расходом требуется работоспособность в течение 10 ч в году или 1000 ч за срок эксплуатации, то допустимые границы могут быть увеличены ~ в 1,5 раза. Если этого не достаточно, а также для устройств работающих постоянно (например, в системах нормальной эксплуатации) требуется увеличить проходное сечение. Для этого расширяется диаметр седла при возможности или переходят к устройствам с бóльшим номинальным диаметром.

Если максимальное значение скорости меньше допустимых границ, то переходят к определению проходного сечения для обеспечения требуемого значения коэффициента гидравлического сопротивления. При этом, если максимальная скорость значительно меньше допустимой, то можно повысить эффективность устройства управления расходом путем сужения диаметра седла для снижения массогабаритных параметров и мощности привода или получить устройство с увеличенной пропускной способностью (в этом случае возможно расширение диаметра седла до диаметра присоединяемого трубопровода).

8) Определение геометрии проходного сечения для получения требуемого значения коэффициента гидравлического сопротивления.

8.1) Дроссельные устройства выполняются в моноисполнении или в виде кассеты с установленными дросселями с винтовыми канавками. Для винтовых дросселей определяется длина и количество поворотов.

Первоначально определяется геометрические размеры канавок, предпочтительная форма которых - квадратная:

$$h = b = \sqrt{f/2}$$

и рассчитывается шаг винтовой канавки:

$$t = (2,5 - 3,5) \cdot b.$$

Гидравлическое сопротивление одного поворота зависит от нескольких симплексов: - отношение шага к диаметру дросселя  $t/d$ ; - отношение глубины канавки к её ширине  $h/b$ ; - зазор между дросселем и корпусом  $F_з/F_к$ ; - относительная длина канавки  $l/d_2$ ; - число Рейнольдса  $Re$ ; - удельный коэффициент сопротивления  $\lambda$ ; - отношение шага канавки к её ширине  $t/b$ .

Для диапазона температур, давлений, кинематической вязкости определяется диапазон значений чисел Рейнольдса:

$$Re = 4 \cdot G / \mu \cdot \Pi, \text{ где}$$

$\Pi$  – смоченный периметр;

$\mu$  - коэффициент динамической вязкости.

Для оценочных расчетов коэффициент гидравлического сопротивления одного поворота принимается равным:

$$\zeta_1 \approx 2,5.$$

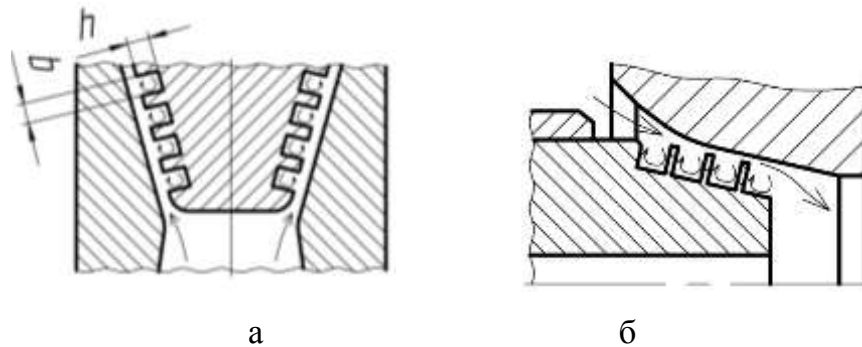
После чего рассчитывается количество поворотов, которое должен содержать дроссель:

$$n_{нов} = \zeta_{оп} / \zeta_1.$$

Далее определяется длина дросселя с учетом того, что на одном шаге винтовой канавки находятся два поворота:  $l = t/2 \cdot (n - 1)$ .

Если длина дросселя не удовлетворяет заданному значению, то следует изменить форму и размер устройства или перейти к кассете с винтовыми дросселями.

8.2) Для золотниковых и осевых клапанов определяются размеры и количество кольцевых канавок (квадратных камер) (рисунок 4.4).



а - с конусным регулирующим элементом; б - осевой

Рисунок 4.4 – Интенсификация проходного сечения в золотниковых и осевых клапанах

Рассчитывается средняя площадь проходного сечения при минимальном расходе ( $F_{\min}$ ):

$$F_{\min} = \sqrt{\zeta_{\max} / \Gamma e_{\max}}$$

и определяется зазор между седлом и регулирующим элементом:

$$\delta_{\min} = F_{\min} / \pi \cdot d_c.$$

Наиболее эффективны канавки квадратной формы. Коэффициент гидравлического сопротивления одной такой канавки при малом открытии проходного сечения составляет  $\zeta \approx 0,4$ . Необходимое количество канавок составляет:

$$n_k = \zeta / 0,4.$$

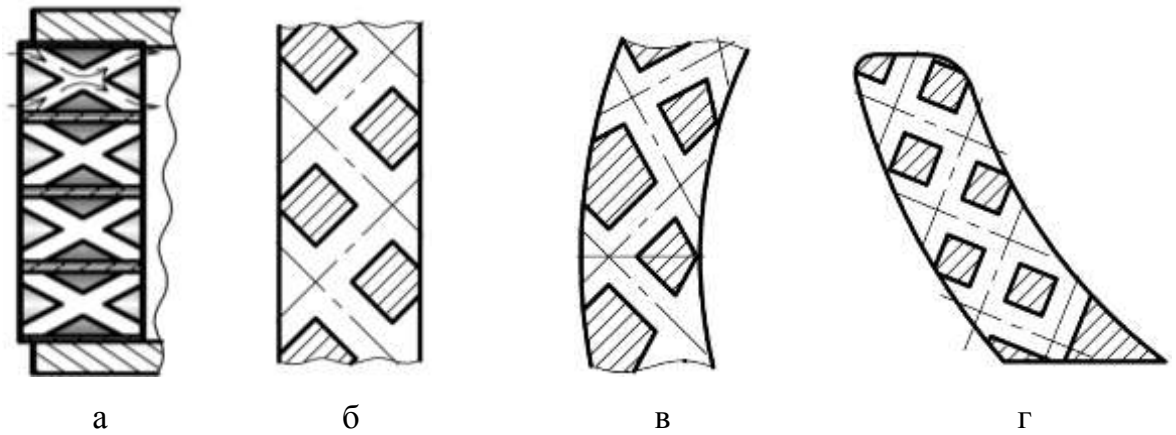
Определяется длина конусной части проходного сечения для размещения необходимого количества канавок, с учетом гребешка между канавками равного единице, составляет:

$$l = n_k \cdot (b + 1).$$

Если полученное число канавок не помещается на длине регулирующего элемента, то необходимо искать возможность увеличить длину дроссельной щели или переходить к большему номинальному диаметру.



8.3) В задвижках и поворотниках интенсификация проходного сечения осуществляется путем установки кассеты с винтовыми дросселями, а также решетки или приставки с пересекающимися каналами (рисунок 4.5).



а, б - с плоским седлом; в - с цилиндрическим; г - приставка в поворотниках;  
а - кассета с дросселями; б - г - решетка с пересекающимися каналами

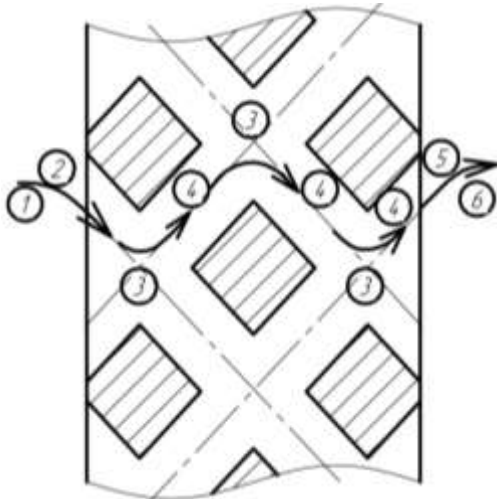
Рисунок 4.5 – Интенсификация проходного сечения в задвижках и поворотниках

Расчет кассеты с винтовыми дросселями ведется в том же порядке, что и дроссельное устройство в виде кассеты.

Для решетки с пересекающимися каналами определяется угол пересечения и количество пересечений каналов.

Необходимое значение коэффициента гидравлического сопротивления в первую очередь сравнивается с имеющимися экспериментальными значениями в зависимости от угла пересечения для одноповоротных пересекающихся каналов и в зависимости от числа поворотов для угла поворота  $90^0$  (как наиболее технологичное). При этом учитывается изменение коэффициента гидравлического сопротивления проходного сечения по мере его открытия.

Если требуемое значение отличается от имеющихся, то ведется расчет угла и количества пересечений по известным справочным данным с учетом принципа аддитивности (смотрите рисунок 4.6, на котором показан пример для трехповоротной решетки).



- 1 - внезапное сужение потока на входе;
- 2 - вход под углом;
- 3 - сужение на повороте;
- 4 - поворот потока;
- 5 - поворот потока на выходе;
- 6 - внезапное расширение

Рисунок 4.6 – Схема расчета коэффициента гидравлического сопротивления в пересекающихся каналах

9) Проверка проточной части устройства управления расходом на перепад давления, равный давлению контура

В пусковых режимах, а также в аварийных ситуациях, связанных с разрывом трубопровода, давление среды за устройством управления расходом равно или близко к нулю. В этих случаях перепад давления в проходном сечении равен давлению в контуре. Скорости среды и числа кавитации при этом могут достигать или превышать границы неустойчивости.

По формулам 4.6 и 4.7 определяются скорость потока в проходном сечении и число кавитации при перепаде давления, равном давлению контура. Полученные значения скорости сравниваются с допустимыми. Поскольку устройство управления расходом в таких режимах работает не постоянно, то допустимые скорости среды могут быть повышены в зависимости от времени работы за срок эксплуатации (рисунок 4.7) [13].

В случае превышения допустимых скоростей потока в проходном сечении целесообразно использование дополнительного пускового устройства управления расходом или выполнение дроссельной решетки переменной толщины ( $\approx$  парабола), т.е. переменным КГС по ходу регулирующего элемента. Для пусковых режимов открывается приблизительно 10 % проходного сечения с наибольшим значением КГС. Для нормальной эксплуатации регулирование осуществляется в остальном диапазоне.

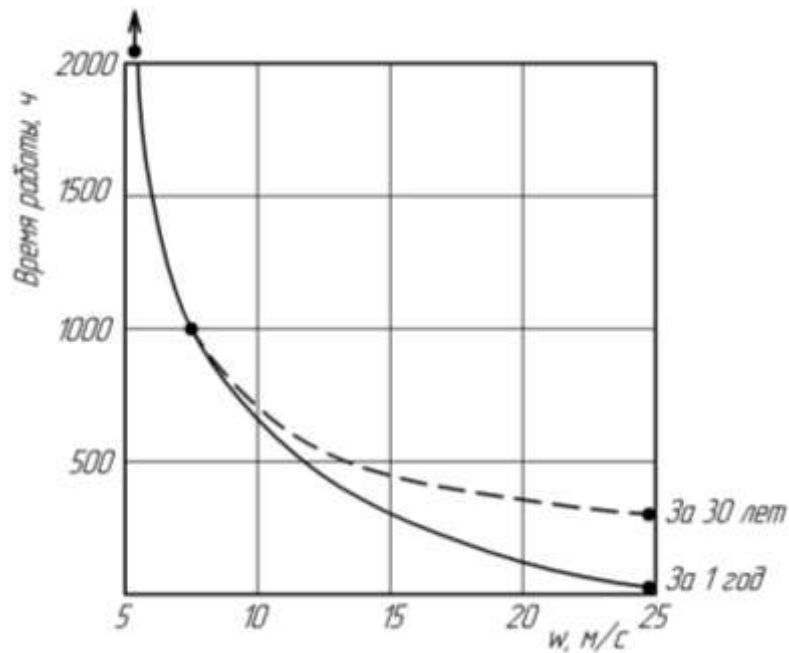


Рисунок 4.7 - Влияние скорости потока воды во входном трубопроводе на время работы устройства управления расходом

#### 4.4.3 Учет погрешностей

1) Разработанная методика расчета устройств управления расходом позволяет рассчитать проточную часть, обеспечивающую заданные параметры и характеристики.

Отклонение расхода при испытаниях или при работе от заданного значения обуславливаются следующими причинами:

- неточностью исходных величин, входящих в расчетные соотношения;
- отличием реально формы проточной части и проходного сечения от расчетной, связанное с изготовлением и монтажом;
- отклонением режимных параметров течения теплоносителя от номинальных (заданных).

2) В расчетные формулы входят коэффициент, определяемые с некоторой погрешностью – коэффициент гидравлического сопротивления и коэффициент сжимаемости. Возможное отклонение расхода теплоносителя из-за неточности их расчета определяется по формуле:

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta \zeta}{\zeta} + \frac{\Delta \varepsilon}{\varepsilon},$$

где  $\Delta$  - отклонение параметра.

3) На расход теплоносителя оказывает влияние отклонение площади проточной части из-за допуска на изготовление, что может быть оценено по формуле:

$$\frac{\Delta G}{G} = A \cdot \frac{\Delta l}{l},$$

где  $A$  – коэффициент, учитывающий форму проходного сечения (для зазора  $A=1$ , для квадратного сечения  $A=2$ );

$l$  – характерный размер.

4) Колебания температуры, приводящие к изменению плотности теплоносителя и перепаду давления, приводят к изменению расхода, определяемому следующим образом:

$$\frac{\Delta G}{G} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\Delta \rho}{\rho} + \frac{1}{2} \frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p}.$$

5) Для устройств управления расходом, работающих при малых зазорах, сравнимых с отклонением зазора с допуском на изготовление, значительное отклонение расхода может быть вызвано погрешностью из-за допуска на изготовление. В этом случае следует предъявлять строгие требования к точности изготовления.

#### 4.5 Тестирование расчетной методики

Обоснование возможности использования предложенной методики расчета, основанной на физических зависимостях, описывающих процессы дросселирования в проточной части устройств управления расходом с учетом коэффициента гидравлического сопротивления проходного сечения, проведено на сравнении расчетных и экспериментальных данных [78].

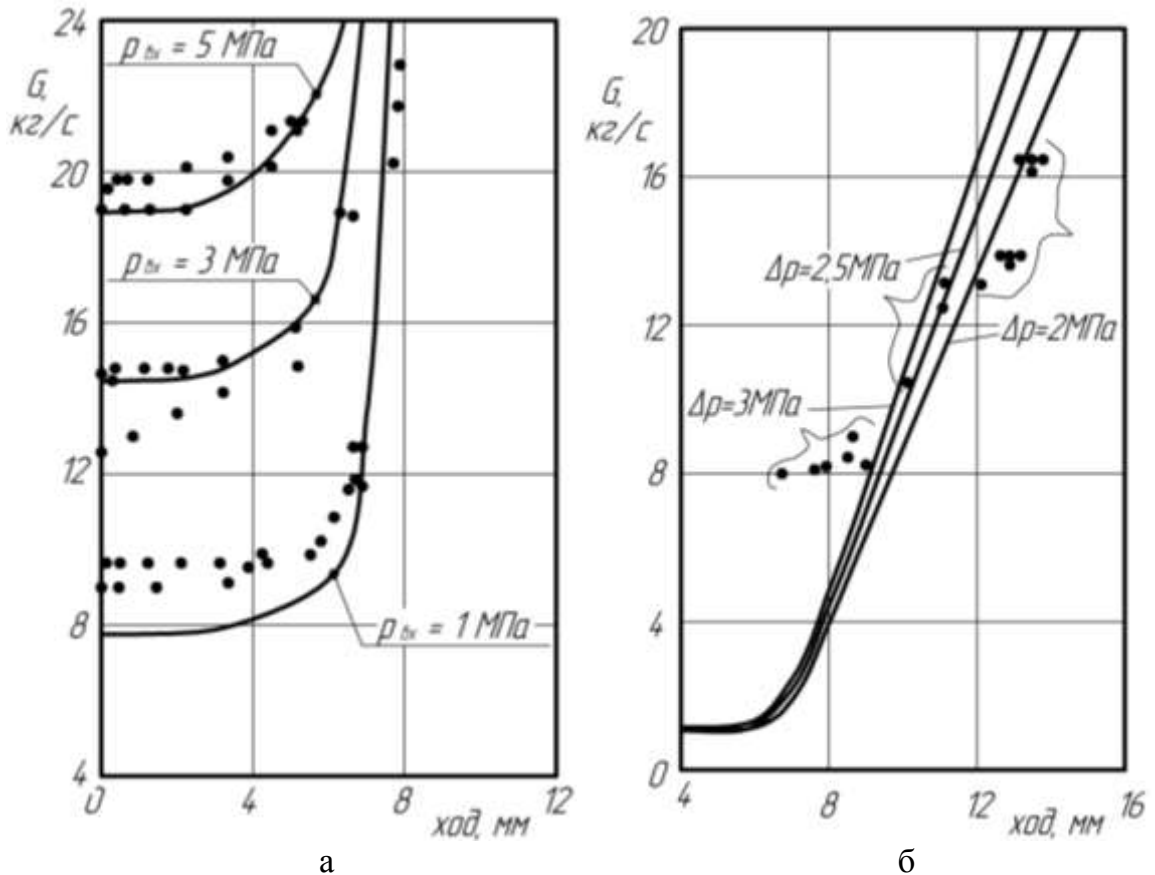
Эксперимент проводился с поворотным-золотниковым устройством управления расходом при закрытом положении и разных открытиях при работе на несжимаемой (вода) и сжимаемой (пар) средах.

Параметры испытаний:

на воде: давление на входе 0,3 - 5,0 МПа; перепад давления 0,1 - 4,8 МПа; расход среды до 24 кг/с;

на паре: давление на входе 3,8 - 4,2 МПа; перепад давления 2,0 - 3,0 МПа; расход среды до 20 кг/с.

В качестве исходных данных для расчета использовались: давление и температура среды на входе; перепад давления на устройстве, геометрия проточной части. В результате расчета получены расходные характеристики при работе на воде и паре (рисунок 4.8).



— - расчет по методике; • - экспериментальные значения  
а - на воде; б - на паре

Рисунок 4.8 - Тестирование расчетной методики.

Зависимость расхода среды через устройство от хода регулирующего элемента

Коэффициент гидравлического сопротивления поворотно-золотникового устройства определялся с учетом принципа аддитивности отдельных элементов проточной части по ходу движения среды.

В результате сравнения расчетных и экспериментальных значений получено:

- погрешность расчета паразитных протечек в закрытом состоянии (через зазор между гильзой и золотником), т.е. перепада давления на устройстве от величины протечек не превысила 10 %;
- максимальная погрешность расчета процессов открытия проходного сечения при работе на воде для давлений  $\sim 1$  МПа на входе составила 12 %, а для давлений 3 - 5 МПа - не более 6 % (рисунок 4.8 а);

• расчет процесса открытия проходного сечения при работе на паре дает также хорошее совпадение результатов (рисунок 4.8 б).

Небольшие погрешности расчетных значений относительно экспериментальных данных говорят о приемлемости применения предложенной методики расчета для определения параметров и характеристик устройств управления расходом.

Для сравнения проточная часть поворотного-золотникового устройства была рассчитана по программному комплексу на основе платформы OpenFOAM в виде изменения эффективной площади по ходу регулирующего элемента (рисунок 4.9).

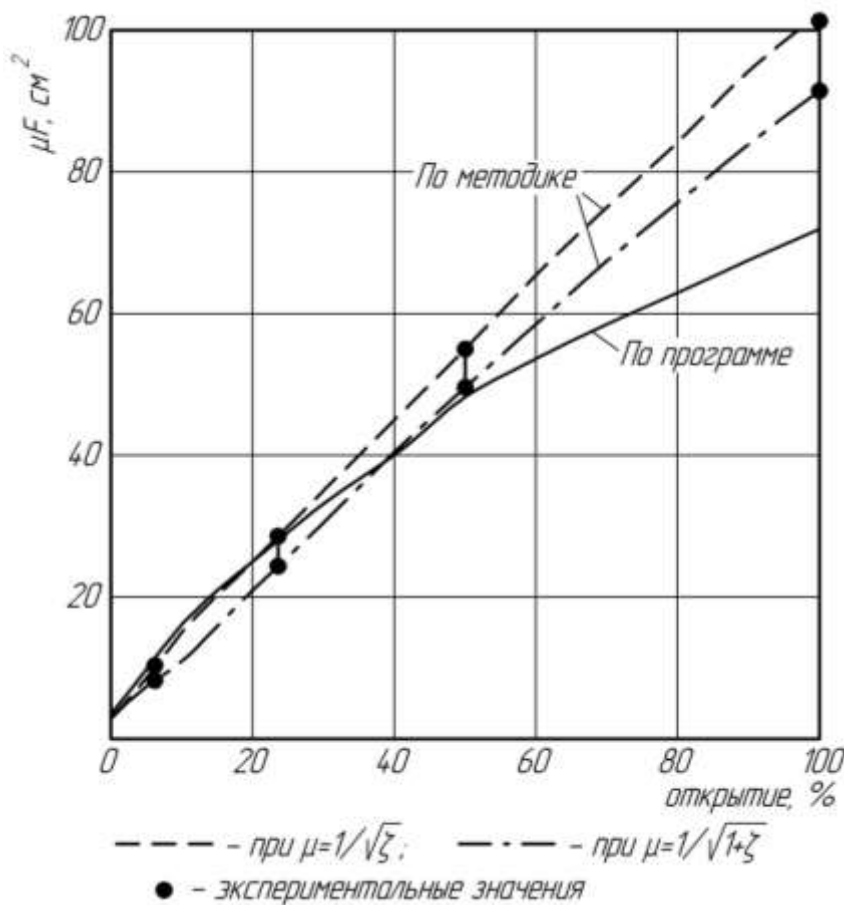


Рисунок 4.9 - Изменение эффективной площади по ходу регулирующего элемента

Результат расчета по предлагаемой методике приведен для двух приводимых в литературе зависимостей  $\mu$  от  $\zeta$  ( $\mu = 1/\sqrt{\zeta}$  и  $\mu = 1/\sqrt{\zeta + 1}$ ) с учетом экспериментальных значений  $\zeta$ . Расхождение результатов составляет 30-45 %. Таким образом, расчет интенсифицированных устройств управления расходом по программным комплексам приводит к недопустимым погрешностям, а сами коды требуют верификации на основе экспериментальных данных.

#### 4.5 Заключение

1. Разработана единая методика расчета существующей гаммы устройств управления расходом теплоносителя на основе физических соотношений. Она позволяет определять оптимальные размеры проточной части устройств управления расходом, удовлетворяющие требуемым параметрам и характеристикам.

2. При расчете учитываются явления сжимаемости сред (для воздуха, газа или пара), двухфазности потока и эффекта дросселирования (снижения температуры и изменение плотности) на основании аналитических исследований соответствующих зависимостей.

3. Разработанная методика расчета позволяет:

- проводить выбор по каталогу (для слабодросселированных контуров, в которых перепад давления не велик и устройства управления расходом с гладким проходным сечением обеспечивают заданные параметры работы при компактном исполнении и допустимых скоростях течения);

- рассчитывать интенсифицированные проточные части на основе широко используемых в настоящее время в энергетике устройств управления расходом путем замены гладкого проходного сечения на интенсифицированное.

4. Помимо расчета режимов нормальной эксплуатации проточная часть устройств управления расходом проверяется также на перепад давления, равный давлению в контуре, что имеет место в пусковых режимах и в аварийных ситуациях (например, с разрывом трубопровода). Учитывается также продолжительность работы устройств управления расходом в пусковых и аварийных режимах.

5. Приводится учет погрешностей расчета связанный с: - неточностью исходных величин, входящих в расчетные соотношения; - отличием реально формы проточной части и проходного сечения от расчетной, связанных с изготовлением и монтажом; - отклонением режимных параметров течения теплоносителя от номинальных (заданных).

6. Выполнено тестирование предлагаемой методики путем сравнения расчетных и экспериментальных данных. Получено хорошее совпадение значений, разница в основном не превысила 6-10 %, кроме одного случая - до 12%. Отклонение расчетов по программному комплексу составило 30-45 %.

## 5 ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ИНТЕНСИФИЦИРОВАННЫХ УСТРОЙСТВ УПРАВЛЕНИЯ РАСХОДОМ

### 5.1 Дроссели с винтовыми канавками с расширенным диапазоном

Для Ростовской АЭС проведена интенсификация дроссельных устройств путем замены последовательно установленных в корпусе решеток с гладкими отверстиями на винтовые дроссели и выполнены расчеты проходных сечений.

Дроссельные устройства характеризуются большим разнообразием рабочих параметров, типоразмеров и высокими скоростями потока протекающей среды: давление и его перепад - до 20 МПа, температура до 620<sup>0</sup>С, расход до 70 м<sup>3</sup>/ч по жидкости, до 200 м<sup>3</sup>/ч по пару и газу.

В процессе расчета и оптимизации варьировались диаметр трубопровода (DN 10 - 84 мм), длина и диаметр дросселя, размер канавок, их шаг, зазор. Расчет проведен с учетом влияния экспериментального значения симплексов ( $h/b$ ,  $t/d$ ,  $t/b$ ,  $h/d$ ,  $f/F$ ) в автотомельной зоне их влияния.

Замена гладких решеток на винтовые дроссели позволяет:

- получить скорости потока среды до 40 м/с по воде и до 160 м/с по пару.
- унифицировать ДУ по длине ( $l=150$ мм);
- выполнить для DN от 10 до 85мм;
- с квадратными канавками со стороной от 1,2 мм до 8,7 мм.

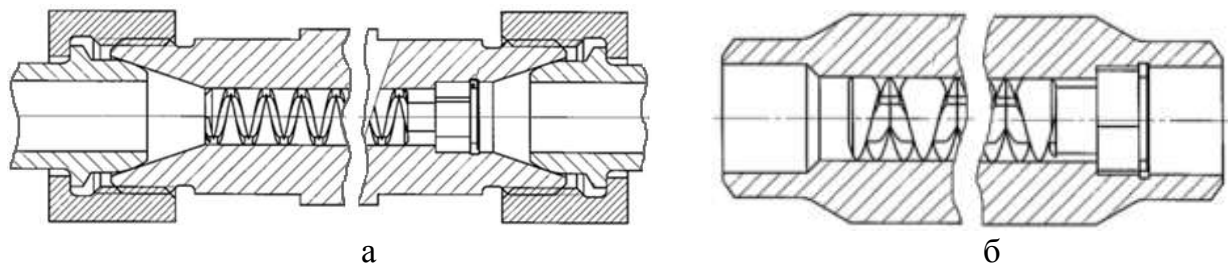
Дроссельные устройства DN 10-15мм (рисунок 5.1) находятся в подконтрольной эксплуатации на Ростовской АЭС.

В дроссельных устройствах номинальным диаметром 10 - 32мм площадь канавок не превышает 76 мм<sup>2</sup>, а размеры канавок - 8,7мм, что укладывается в границы технологичности изготовления по глубине канавки (до 8 - 9мм). Поэтому винтовые дроссели выполнены в моноисполнении (рисунок 5.1).

Для ДУ DN 46 - 85мм площадь канавок составляет от 4 до 400мм<sup>2</sup>. Размеры канавок по нижней границе - 2x2 мм, а по верхней - 22x20 мм. Винтовые дроссели с канавками большой глубины (более 8 - 9мм) нетехнологичны.

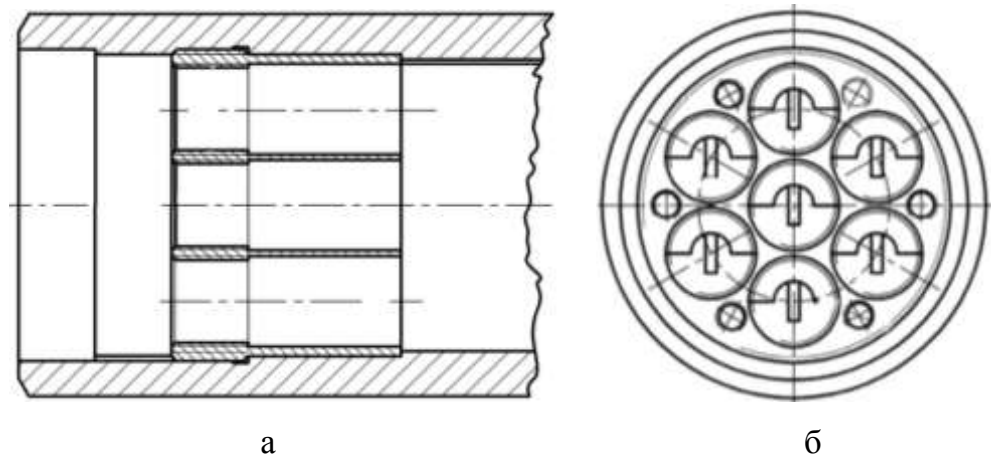
Технологичность повышается переходом на семидроссельные "ромашки" с дросселями DN 20мм и размерами канавок 5x10мм (рисунок 5.2), что в 7 раз меньше по площади канавок и во столько же раз легче по их обработке.





а – с разъемным соединением; б – со сваркой

Рисунок 5.1 - Дроссельные устройства с винтовыми канавками Ростовской АЭС



а - труба с кассетой (разрез); б - труба с кассетой и дросселями, вид с торца

Рисунок 5.2 - Вставка дроссельная кассетная интенсифицированная (DN 65мм)

## 5.2 Поворотно-золотниковый клапан

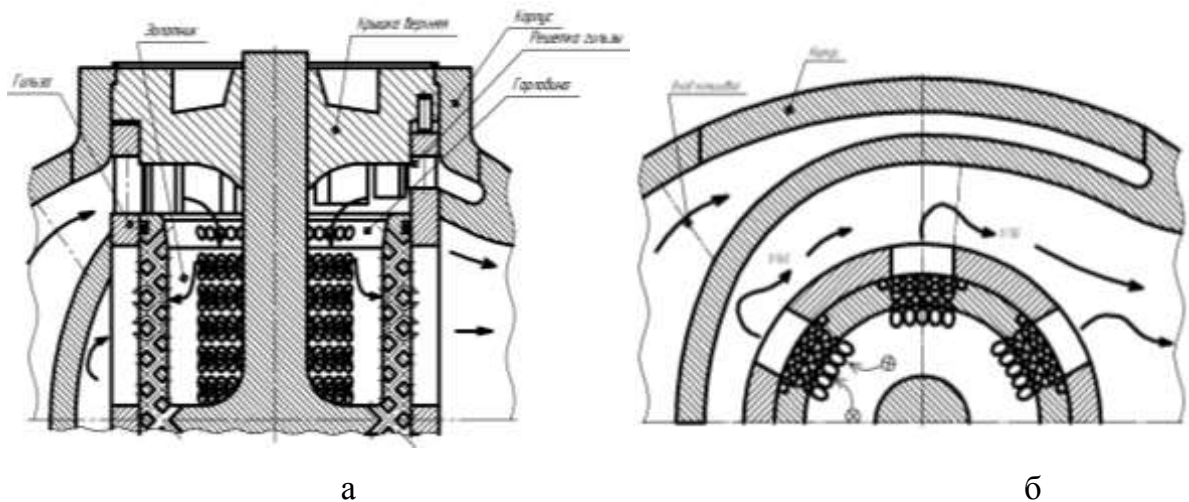
Поворотно-золотниковые клапаны имеют компактную конструкцию и применяются при перепадах давления до 2,5 МПа.

При бóльших перепадах: в проточной части возникают высокие скорости среды, близкие к зоне вибрации. В зазоре между гильзой и золотником образуются паразитные потоки среды высокой скорости.

На основании выше описанных концептуальных решений и исследований была интенсифицирована проточная часть поворотного-золотникового клапана (ПЗК) для реакторной установки типа ВВЭР путем замены гладких проходных сечений на дроссельные решетки с пересекающимися сверлениями. Скорости потока снижены до границ длительной устойчивой работы. Выпущен технический проект «Клапан поворотный золотниковый» [78].

Для сохранения пропускной способности перепофилирована вся проточная часть, сферы заменены на сфероиды, клапан вытянут по диагоналям, без изменения всех габаритов (рисунок 5.3).

Профилирование проточной части оптимизирует плавность протекания потока и снижение скорости в нем. Для снижения протечек рабочей среды (и скоростей потока) в закрытом состоянии клапана между гильзой и золотником установлены уплотнительные поршневые кольца и трубчатые уплотнения.



а - продольное сечение; б - поперечное

Рисунок 5.3 - Профилированная проточная часть интенсифицированного поворотно-золотникового клапана

### 5.3 Регулирующие интенсифицированные задвижки [79]

#### 5.3.1 Однорешетчатая

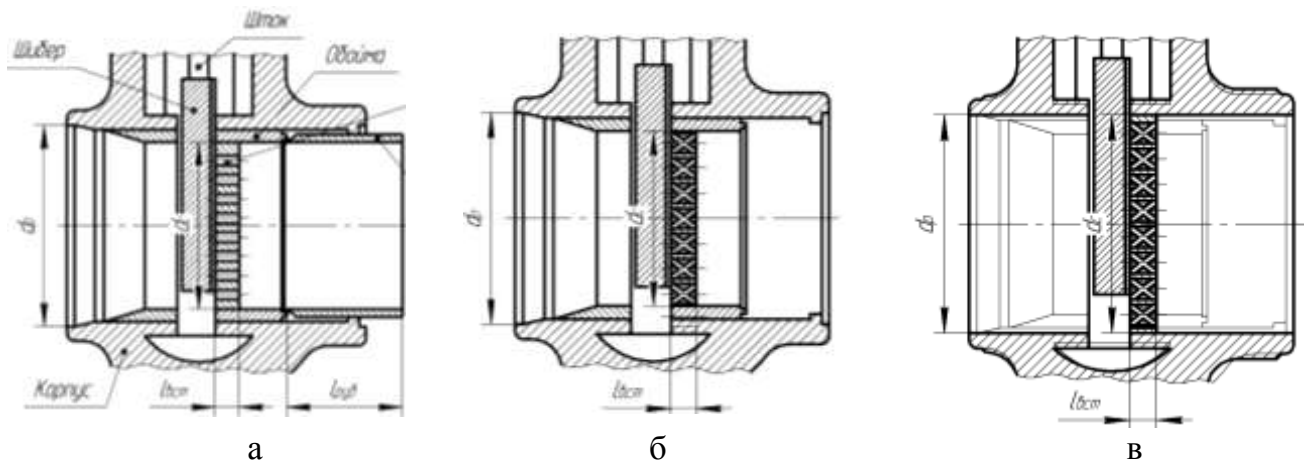
В шиберных энергетических задвижках DN 175 мм ( $p=23,5\text{МПа}$ ,  $t=250\text{-}510^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta p=4\text{МПа}$ ) используется разнообразное размещение разного размера гладких отверстий в седлах. Максимальная площадь проходного сечения в разных модификациях составляет 24, 54 и 80 см<sup>2</sup>. Скорости потока рабочей среды составляют до 95 м/с по воде и до 313 м/с по пару, т.е. находятся в опасной зоне.

При интенсификации дросселирования проточной части в теле седла выполнены резьбовые отверстия, в которые ввинчиваются дроссели с пересекающимися винтовыми канавками.

Интенсификация позволила (рисунок 5.4):

- снизить скорости потока до 47 м/с по воде, т.е. в 2 раза и до 125 м/с по пару, т.е. в 2,5 раза;
- перевести скорости из опасной зоны в зону устойчивой работы;
- заменить два исполнения размещения гладких отверстий в седле на одну унифицированную вставку; проходная площадь увеличиться с 24 и 54 см<sup>2</sup> до 82 см<sup>2</sup>.

Интенсификация проходного сечения путем замены гладких отверстий на пересекающиеся каналы, выполненные в седле, позволяет снизить скорости потока до зоны длительной устойчивой работы, а также заменить три исполнения гладких отверстий на одну унифицированную вставку с максимальным проходным сечением 120 см<sup>2</sup>.



$l_{вст}$  - длина дроссельной вставки;  $l_{руб}$  - длина защитной рубашки;

$d_p$  - диаметр расточки;  $d_c$  - диаметра седла

а - существующая конструкция; б - замена гладких отверстий на ДВК;

в - увеличение диаметра седла и установка ДВК

Рисунок 5.4 - Интенсификация однорешетчатой задвижки DN 175 мм

### 5.3.2 Десятирешетчатая

В регулирующей задвижке DN 250мм давление в контуре как у предыдущей, а перепад давлений в 2,5 раза больше ( $p=23,5$ МПа,  $t=250^{\circ}\text{C}$ ,  $\Delta p=9,8-1,8$  МПа). Поэтому в существующей задвижке за седлом установлена гирлянда из десяти решеток с гладкими отверстиями.

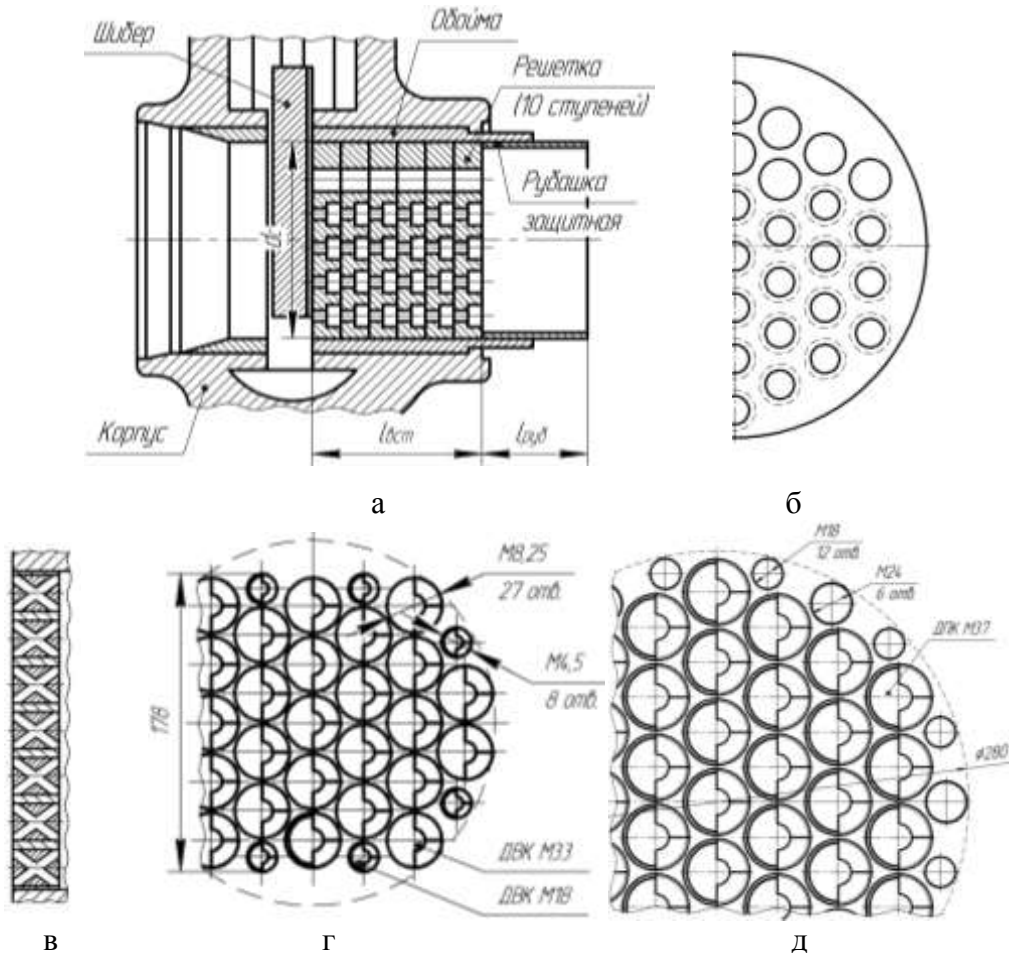
При интенсификации в теле седла выполнены резьбовые отверстия, в которые ввинчены винтовые дроссели с разным числом шагов (поворотов потока).

Эффекты интенсификации (рисунки 5.5-5.7 и таблица 4):

- существенное уменьшение длины собственно дроссельного устройства с 350 мм до 34мм, что в 10 раз (!) меньше существующего дроссельного устройства.

- снижение скорости рабочей среды с 70 м/с (зона проявления нежелательных явлений) до 40 м/с (зона длительной устойчивой работы) (в 1,7 раза), при этом длина дросселей снижается с 350 мм до 165 мм (в 2 раза), а при учете защитной рубашки в 3,3 раза (с 550 мм);

- увеличение пропускной способности с 151 м<sup>3</sup>/ч до 257 (450) м<sup>3</sup>/ч при увеличении диаметра седла с 216 мм до 280 мм без изменения габаритов устройства управления расходом.



$l_{вст}$  - длина дроссельной вставки;  $l_{руб}$  - длина защитной рубашки;  
 $d_p$  - диаметр расточки;  $d_c$  - диаметра седла

Эффект модификации: а, б - существующая конструкция; в, г - уменьшение длины вставки и снижение скорости; д - увеличение пропускной способности

Рисунок 5.5 - Варианты интенсификации многоступенчатой задвижки DN 250 мм

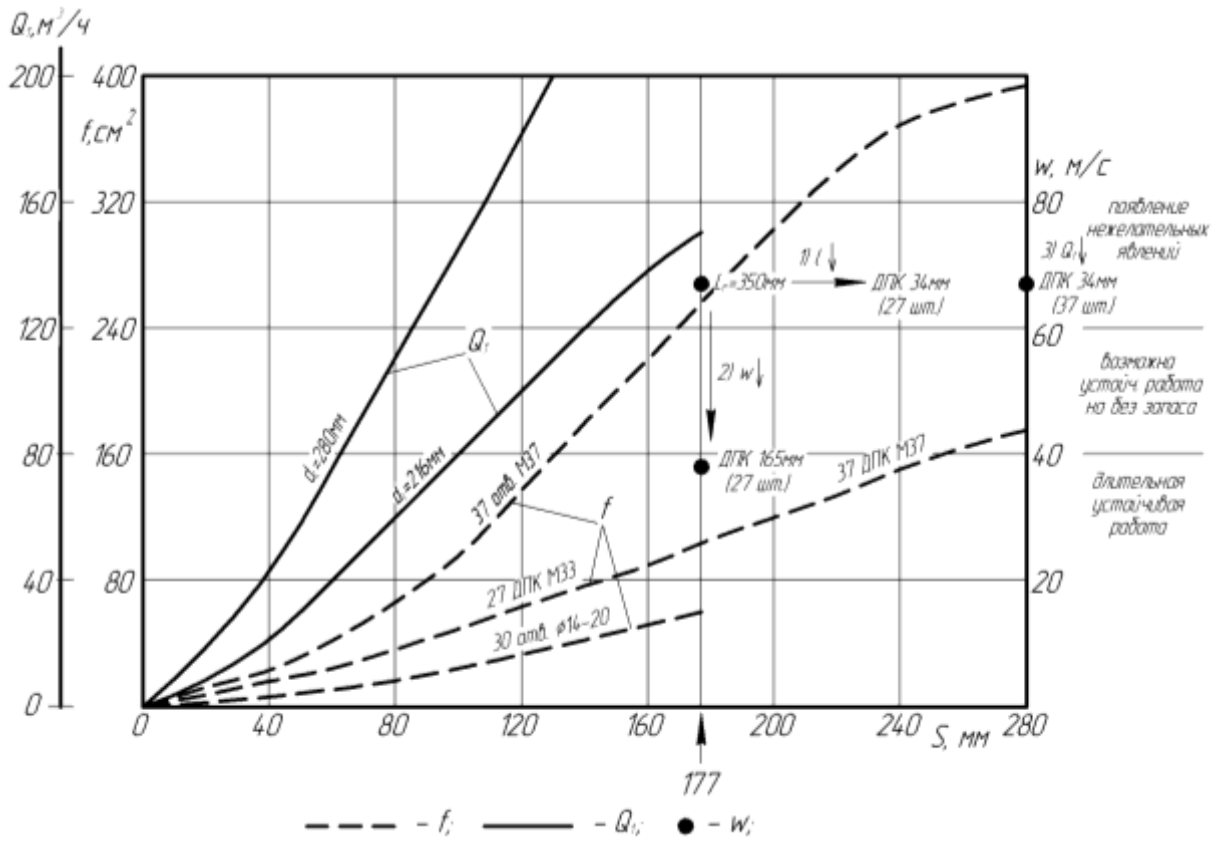


Рисунок 5.6 - Расчетные и конструкционные характеристики интенсифицированных задвижек DN 250 мм

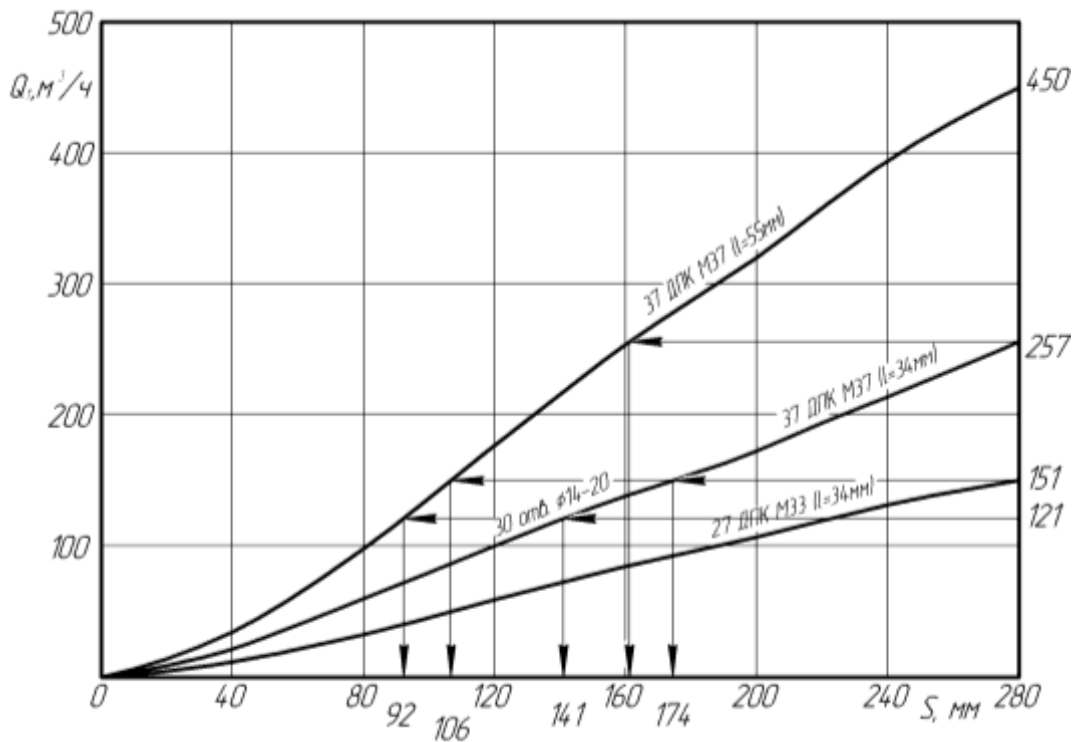


Рисунок 5.7 - Пропускная способность интенсифицированных задвижек DN 250 мм

Таблица 4 - Параметры интенсификации многоступенчатого устройства управления расходом

Параметр	Дроссельная вставка УУР ( $p_{BX} = 23,5 \text{ МПа}$ , $t_{BX} = 250^{\circ} \text{ C}$ , $\Delta p = 9,3 \text{ МПа}$ )				
	Гладкие решетки	ДВК М33 L=34мм (27шт.)	ДВК М33 L=165мм (27шт.)	ДВК М37 L=34мм (37шт.)	ДВК М33 L=55мм (37шт.)
Диаметр проходного сечения седла, мм	216			280	
Проходная площадь дросселей, см <sup>2</sup>	60	103	102	172	
Ход шибера, мм	177			280	
КГС	5	14	5		
Длина дроссельной вставки, мм	350	34	165	34	55
Скорость среды, м/с	67	38	67		
Пропускная способность, м <sup>3</sup> /ч	151		257	450	

#### 5.4 Клетковый клапан

Клетковые клапаны относятся к конструкциям с разгруженным регулирующим элементом, т.е. с малыми силами привода

Недостатки таких клапанов с гладкими отверстиями: - высокие скорости; - большое значение КГС при полном открытии из-за непрямоточности проточной части. Фирмы KOSO и DRAG интенсифицируют проточную часть путем последовательных поворотов на  $90^{\circ}$  в цилиндрическом седле. Скорости снижаются, но проточная часть остается непрямоточной, а габариты устройств большие.

Переход к интенсифицированной наклонной конструкции клапана с заменой гладких отверстий в проходном сечении на пересекающиеся каналы позволяет (рисунок 5.8) [82]:

- рационально использовать проходную площадь:  $\sim 1,5$  от площади DN;
- обеспечить практически прямоточное движение рабочей среды;
- снизить скорость потока;
- обеспечить герметичность в закрытом состоянии;
- разгрузить регулирующий орган; - получить компактность исполнения.

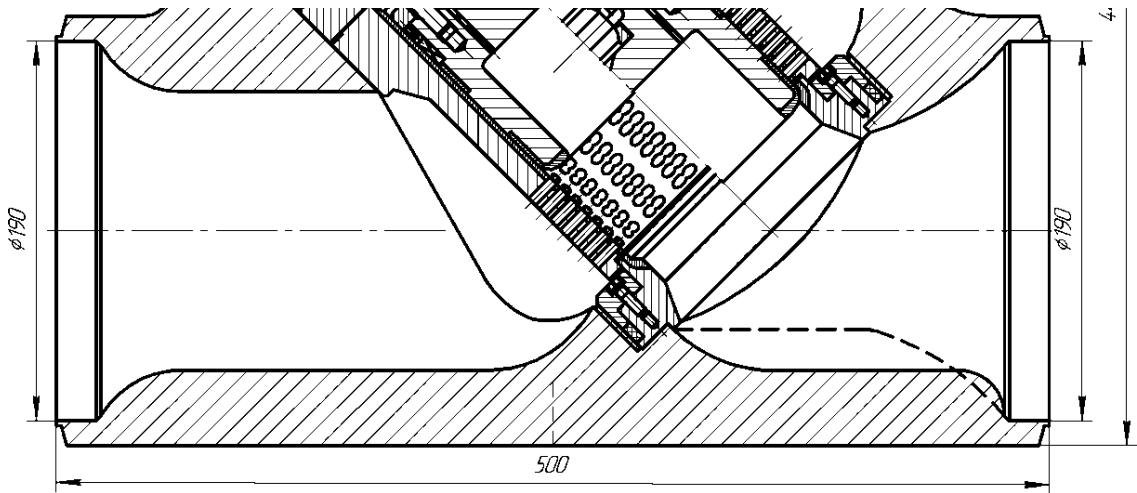


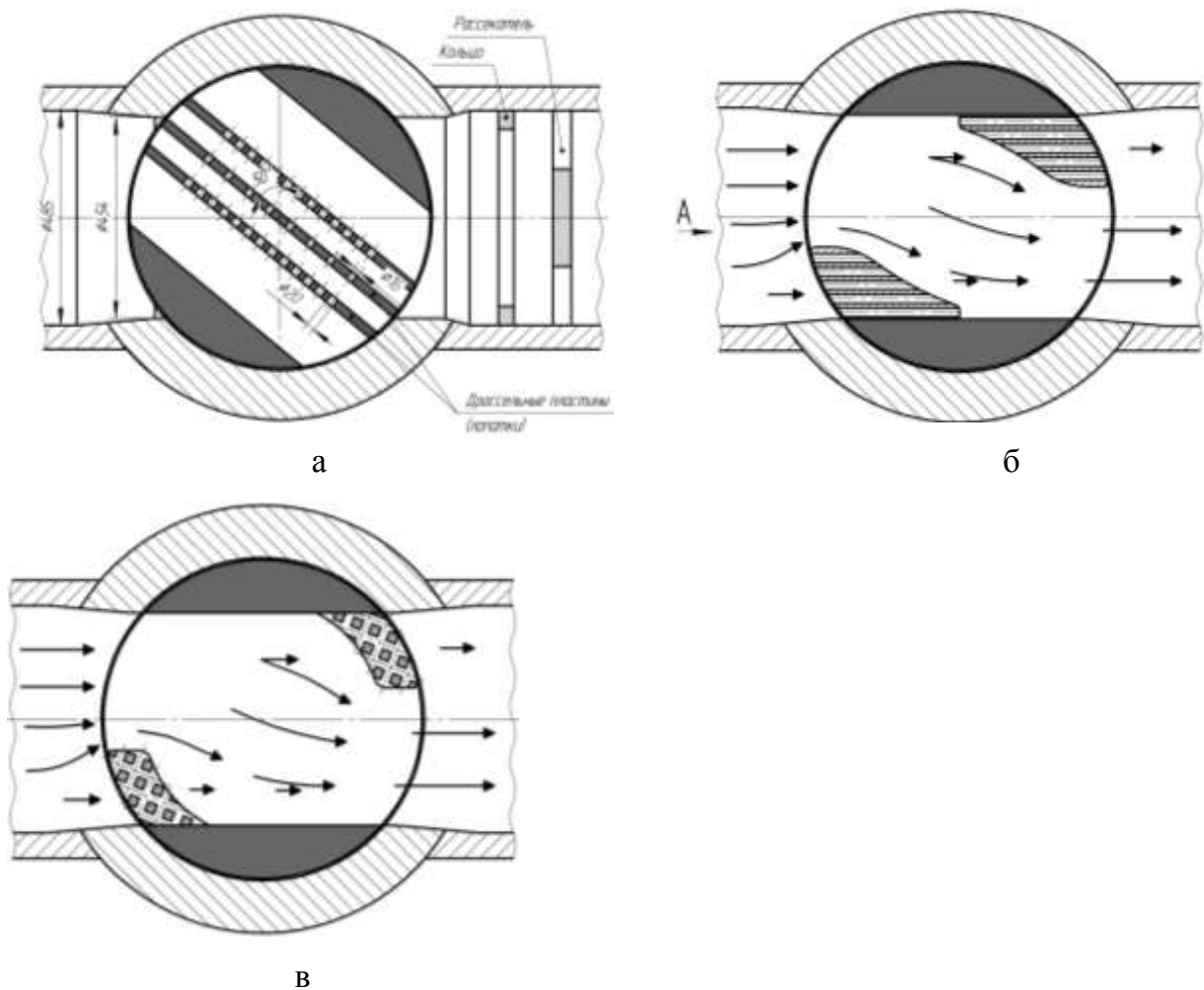
Рисунок 5.8 - Дроссельно-регулирующий наклонный клетковый клапан

### 5.5 Шаровой кран

Шаровые краны удобны для использования в качестве регуляторов расхода, поскольку коэффициент гидравлического сопротивления по мере открытия проходного сечения изменяется в "правильном направлении": имеет максимальное значение на малых открытиях (для дросселирования высоких давлений) и малое - на полном открытии (для бóльшей пропускной способности).

Однако гладкое проходное сечение не позволяет работать при больших перепадах давления, поскольку создаются высокоскоростные струи на выходе из ПС, приводящие к появлению вибрации, кавитации, нестабильности. В зарубежных решениях пытаются устранить эти явления дроссельными решетками (внутри шара и за ним) (рисунок 5.9а), но делают это, как показал опыт эксплуатации на нефтепромыслах, неудачно.

В предлагаемом решении проточная часть устройства управления расходом интенсифицирована путем установки двух приставок (на входе и выходе из проходного сечения) с пересекающимися каналами (рисунок 5.9 б, в). По толщине приставка выполняется постоянной (с постоянным КГС) или уменьшающей по мере открытия (для профилирования КГС). Для плавного изменения проходной площади каналы выполнены вертикальными рядами. При выполнении горизонтальных рядов их наклоняют их на небольшой угол [80].

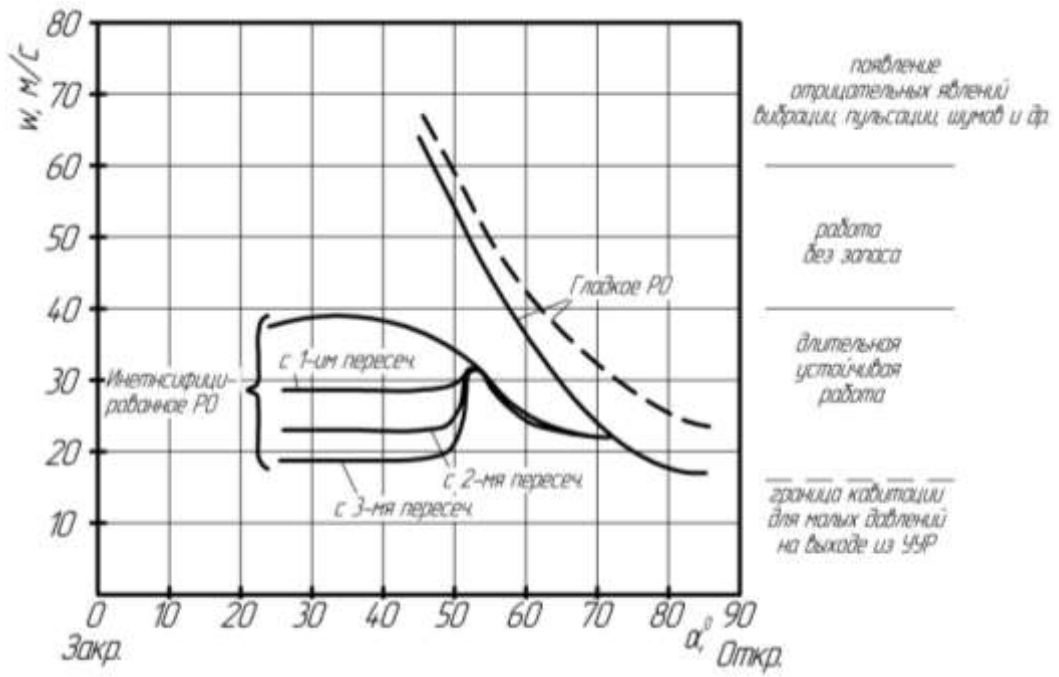


а - финская; б - российская с гладкими каналами; в - с пересекающимися  
Рисунок 5.9 - Интенсификация шарового крана

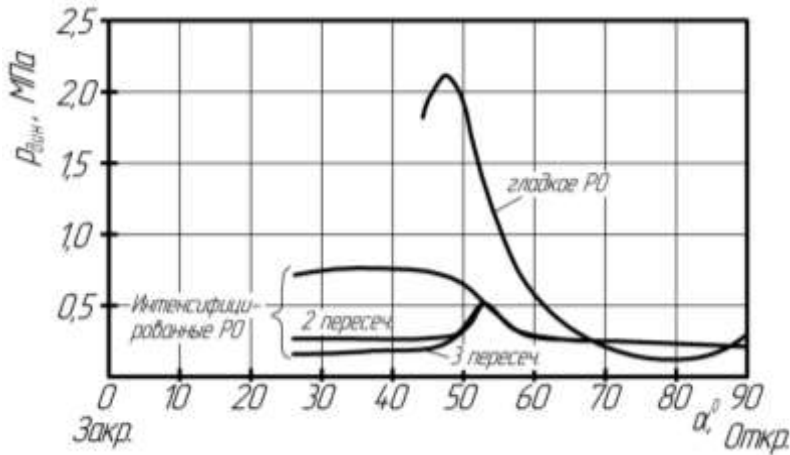
Проходная площадь интенсифицированного проходного сечения изменяется более плавно без изменения максимальной проходной площади. Интенсификация позволяет снизить скорости в проходном сечении с 65 м/с ниже 40 м/с во всех режимах работы (рисунок 5.10 а), а вместе с ними и динамический напор (рисунок 5.10 б). Диапазон регулирования по углу расширяется с 1,8 до 2,8 (рисунок 5.10 в) при сохранении пропускной способности.

При малом давлении рабочей среды на выходе из УУР (порядка 0,1 МПа) граница безкавитационной работы по скорости находится в районе 16 м/с (рисунок 5.10 а). Интенсифицированные проходные сечения с двумя полными поворотами потока ( $\zeta=9$ ) снижают скорости на малых открытиях до 23 м/с, а с тремя поворотами ( $\zeta=14$ ) - до 19 м/с (рисунок 5.10 а), что позволяет устойчиво работать при низких давлениях рабочей среды после устройства управления расходом.

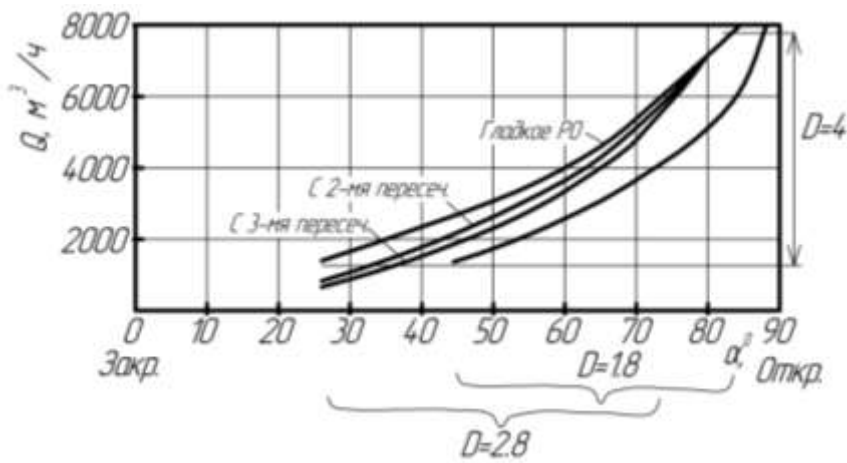




а



б



в

а - скоростная характеристика; б - динамический напор;  
 в - расходная характеристика; — — — - расчет по программе "ANSYS CFX"  
 Рисунок 5.10 - Эффективность интенсификации проходного сечения  
 поворотного УУР

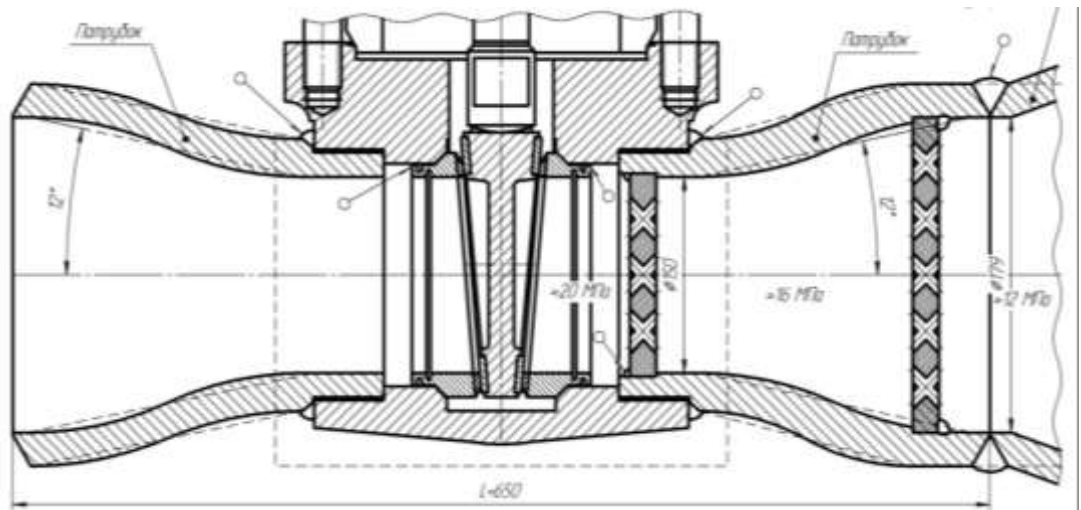
### 5.6 Быстродействующие сбросные устройства по воде и пару для РУ БРЕСТ

Быстродействующие сбросные устройства предназначены для защиты ПГ от избыточного давления пара второго контура в предаварийных ситуациях, связанных с ростом температуры теплоносителя. Сброс пара может быть направлен в специальное пароприемное устройство или в атмосферу.

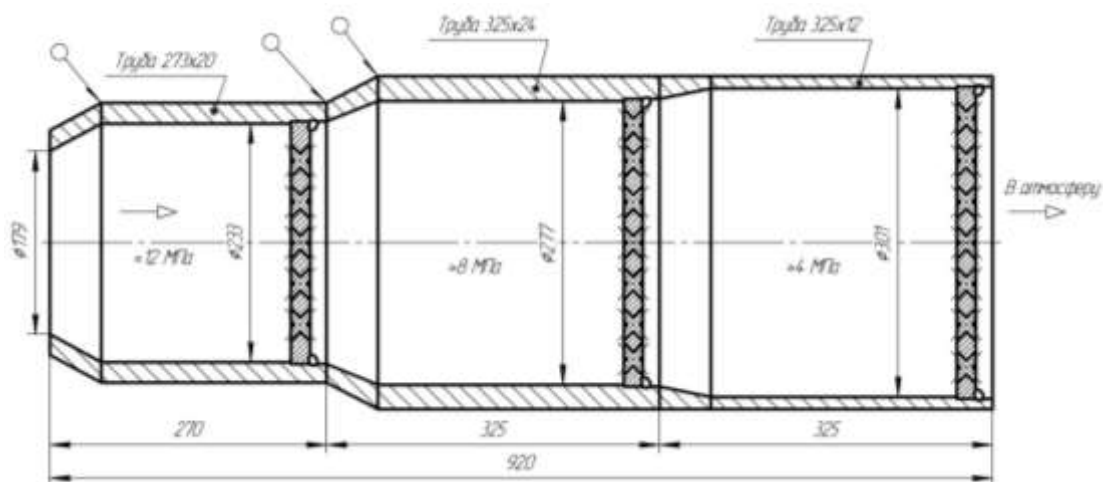
БСУ, включает арматурное изделие, актуатор, блок управления, выполняется в обычно закрытом исполнении (смотрите рисунок 5.11) [81, 82].

За базу проточной части принята задвижка DN 180мм с плавным сужением центральной части до 150 мм. Выходной патрубков БСУ расширен:

До	225 мм	275 мм	300 мм
труба:	273x25	351x36	377x36
Расширение относительное:	1,3	1,6	1,7.



а



б

а - нижняя часть задвижки; б - дроссельное устройство

Рисунок 5.11 - Проточная часть быстродействующего сбросного устройства в состоянии готовности

### 5.7 Регулирующая задвижка по воде для РУ БРЕСТ [83, 84]

В прототипной задвижке с гладким проходным сечением ( $\zeta \approx 1,5$ ) скорости потока в режимах нормальной эксплуатации при полном открытии составляют 32 м/с, а при открытиях 0,2-0,3 достигают 75 м/с, т.е. не обеспечивается длительная устойчивая работа во всем диапазоне регулирования.

Замена гладкого проходного сечения на интенсифицированное с пересекающимися каналами с одним поворотом ( $\zeta \approx 4,7$ ), снижают скорости до 18 м/с и 39 м/с, соответственно. Достигается длительная устойчивая работы во всем диапазоне регулирования.

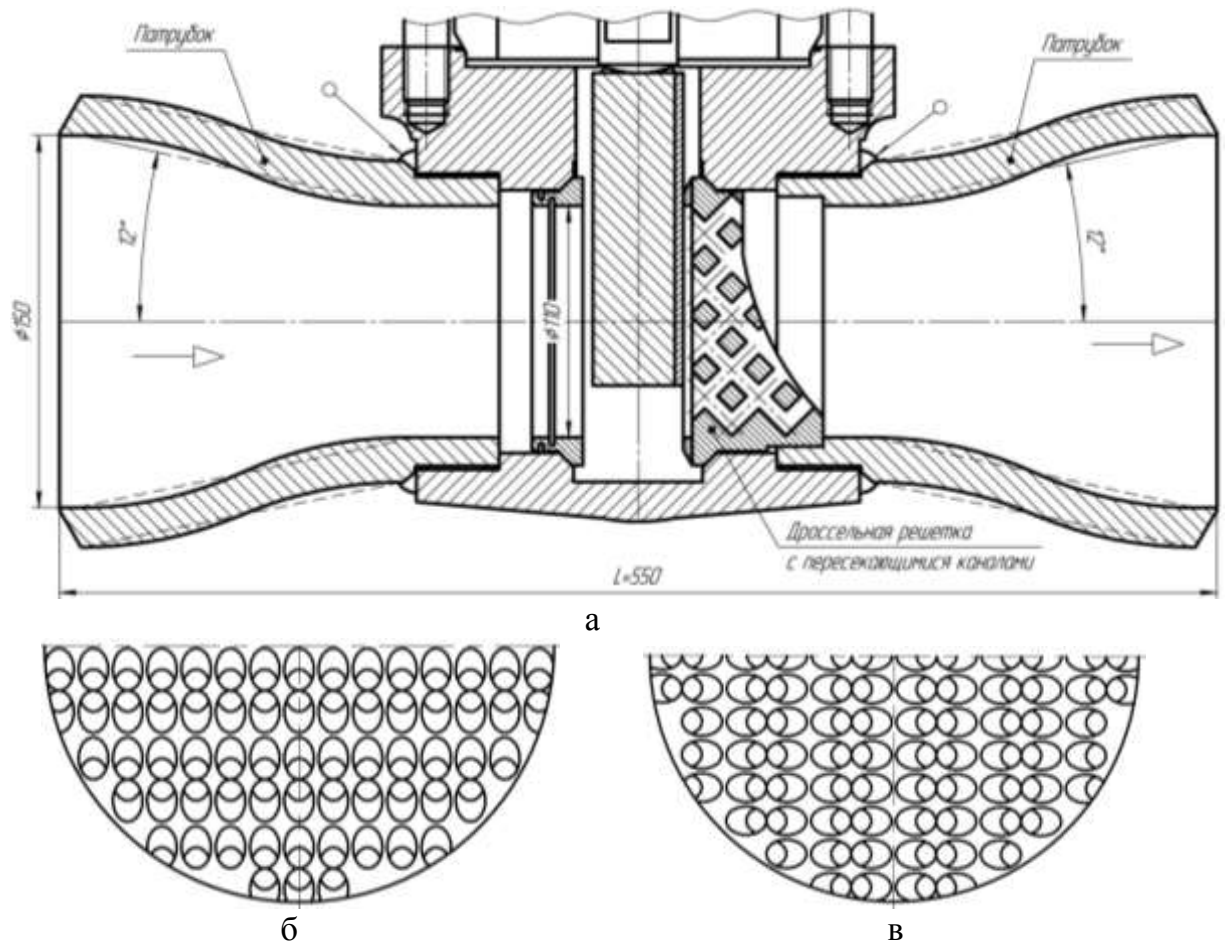
Пересекающиеся каналы занимают примерно половину площади седла. Таким образом, диаметр седла должен быть не менее 110 мм с проходной площадью 95 см<sup>2</sup>. Сужение по диаметру при этом составляет  $C_u = 0,73$ .

Седло регулирующей задвижки выполняется с пересекающимися каналами (сверлениями) диаметром 6,4 мм, равномерно расположенными по всей площади. На диаметре 110 мм размещается 132 отверстия, суммарной площадью 43 см<sup>2</sup>. Ряды пересекающихся каналов выполняются по вертикали (см. рисунок 5.12 б) или по горизонтали (см. рисунок 5.12 в).

Силы на штоке привода при таком сужении проточной части снизятся  $\sim$  в  $1/(0,73)^2 = 1,9$  раза. Нанесение покрытий на трущихся поверхностях снижает коэффициент трения в 3-5 раза. Суммарный эффект снижения силы на штоке привода от сужения и покрытий составят 6-10 раз.

При пусковых режимах, когда давление за регулятором равно 0 (а также в аварийных ситуациях, связанных с разрывом трубопровода), на проходное сечение регулирующей задвижки действует перепад давления, равный давлению контура (19 МПа).

Скорости среды и числа кавитации в пусковом режиме составят: для гладкого проходного сечения  $w = 210$  м/с;  $k = 0,004$ ; для интенсифицированного  $w = 106$  м/с;  $k = 0,01$ . Т.е. попадают в режим нестабильной работы.



а - продольный разрез; б, в - вид на дроссельную решетку со стороны потока;

б - с вертикальным размещением каналов; в - с горизонтальным

Рисунок 5.12 - Проточная часть интенсифицированной регулирующей задвижки

Поскольку длительность пусковых режимов "ограничена", то допустимые скорости среды могут быть повышены в зависимости от времени работы устройства управления расходом за срок эксплуатации (см. рисунок 4.7), тем самым необходимые значения КГС составят: при скоростях потока до 60 м/с -  $\zeta \approx 16$ ; до 80 м/с -  $\zeta \approx 9$  и т.д.

Для пусковых режимов возможна разработка отдельного регулятора расхода.

Для объединения пускового и основного регуляторов дроссельная решетка в регулирующей задвижке выполняется переменной толщины ( $\approx$  парабола), тем самым с переменным КГС по ходу регулирующего элемента. Для пусковых режимов открывается приблизительно 10 % проходного сечения с наибольшим значением КГС. Для нормальной эксплуатации регулирование осуществляется в остальном диапазоне.

Для плавного изменения проходной площади при движении регулирующего элемента целесообразно исполнение рядов с пересекающимися каналами с небольшим наклоном. Угол наклона рядов к оси перемещения регулирующего элемента относительно горизонтального размещения (или к оси перпендикулярной линии перемещения для вертикального размещения) каналов составляет

$$\operatorname{tg}(\alpha) = (D-h) / (h-d),$$

где  $D$  - диаметр седла;

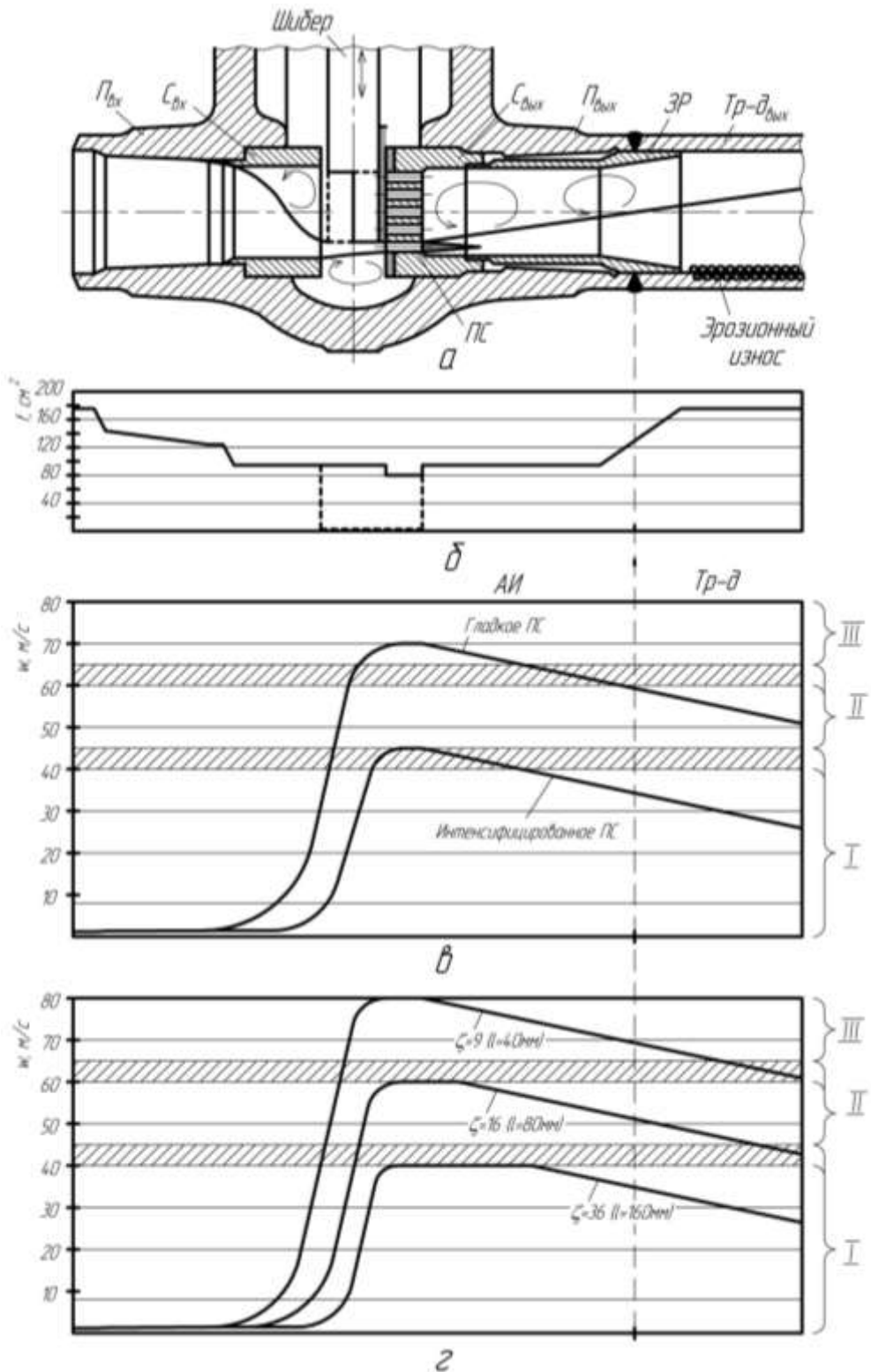
$d$  - диаметр дроссельного канала;

$h$  - расстояние между рядами.

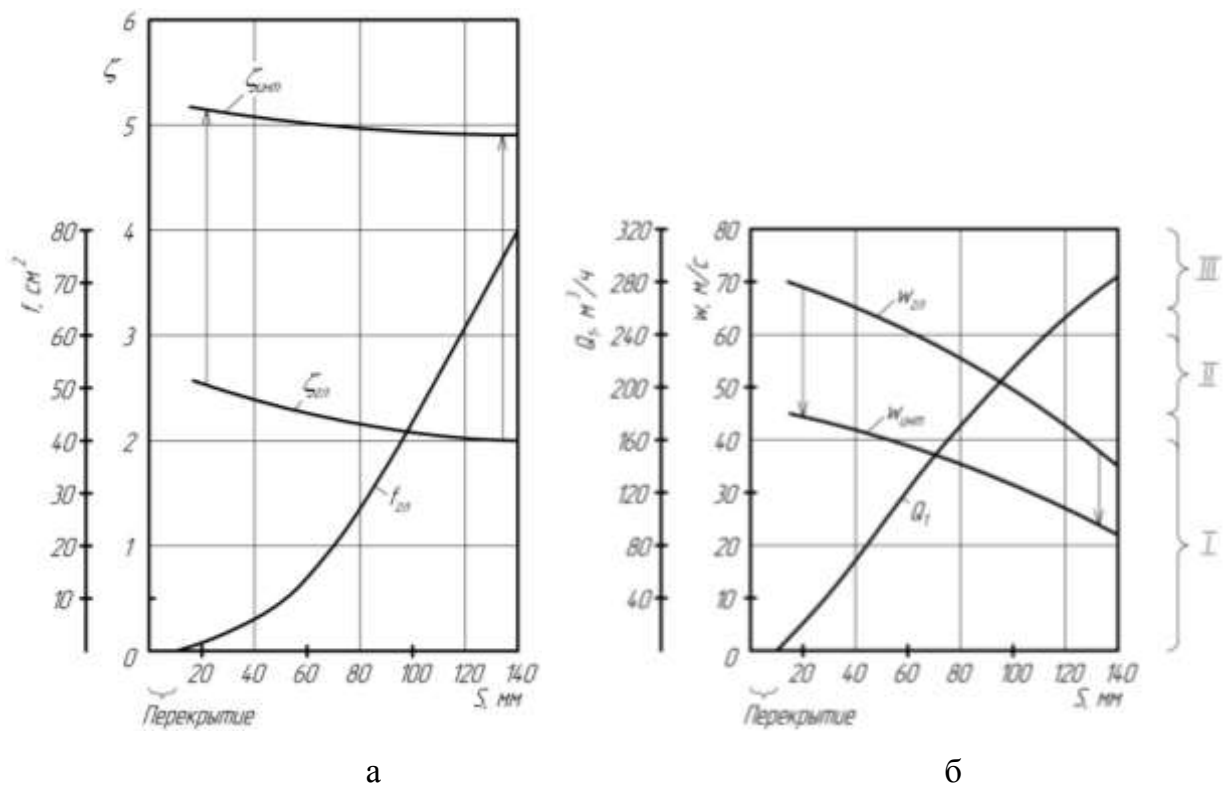
#### 5.8 Защита устройств управления расходом и прилегающих выходных трубопроводов от эрозионно-коррозионного износа

В режиме нормальной эксплуатации перепад давления на устройстве управления расходом при открытиях 10 и 90 % составляет 4 и 0,5 МПа, соответственно. При малом открытии (10 %) из гладкого проходного сечения вылетают струи со скоростью 70 м/с, проходят вдоль защитной рубашки и выходят в прилегающий выходной трубопровод со скоростью 55 м/с, вызывая эрозионно-коррозионный износ стенок устройства и трубопровода (рисунок 5.13). При таких скоростях потока интенсивность эрозии пропорциональна второй-третьей степени скорости протекания жидкости. При больших открытиях (90 %) скорости снижаются до 35 м/с, обеспечивается длительная устойчивая работа устройства управления расходом.

Для защиты проточной части УУР и выходного трубопровода интенсифицируется проходное сечение путем замены гладких отверстий на пересекающиеся каналы с двумя поворотами. Коэффициент гидравлического сопротивления проходного сечения увеличивается ~ в 2 раза (рисунок 5.14 а), а скорости снижаются в  $\sqrt{2} \approx 1,44$  до 45 м/с в устройстве управления расходом и до 30 м/с (рисунок 5.14 б) в выходном трубопроводе (рисунок 5.14 в). Обеспечивается длительная устойчивая работа УУР и защищается (устраняется износ) выходной трубопровод от ЭКИ.



АИ - арматурное изделие; вх - входной; вых - выходной; ЗР - защитная рубашка;  
 П - патрубок; ПС - проходное сечение; С - седло; Тр-д - трубопровод;  
 Скоростные диапазоны влияния потока теплоносителя на стенки проточной части:  
 I - длительная устойчивая работа; II - работа без запаса; III - работа у границы устойчивости с появлением кавитации, вибрации, износа  
 а - проточная часть; б - осевое изменение площади проточной части;  
 в - изменение скорости при НЭ; г - изменение скорости при пусковых режимах  
 Рисунок 5.13 - Изменение площади проточной части и скорости потока по ходу движения среды в регулирующей задвижке



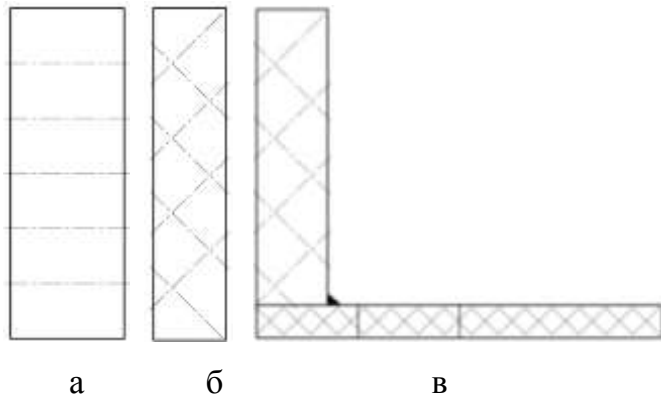
а - проходное сечение и КГС; б - скорость и пропускная способность

Скоростные диапазоны - см. рисунок 1

Рисунок 5.14 - Конструкционные и рабочие характеристики регулирующей задвижки

При пусковых режимах перепад давления на УУР равен давлению в контуре и составляет 19 МПа. Скорость потока в гладком проходном сечении достигает 155 м/с, в интенсифицированном (с двумя поворотами) - 105 м/с. Такие значения скорости допустимы только очень малое время.

Для длительной устойчивой работы при пусковых режимах (а также в аварийной ситуации с разрывом трубопровода) предлагается приставка к седлу с винтовыми дроселями (рисунки 5.15 и 5.16). В приставке выполняются отверстия (гладкие или резьбовые), в которые устанавливаются дросели с винтовыми канавками (в данном случае три дроселя диаметром 10 мм). Длина приставки определяется длиной дроселей и соответственно скоростью потока: для 80 м/с - длина = 40 мм, для 60 м/с - длина = 80 мм, для 40 м/с - длина = 160 мм (таблица 5). Скорость среды в выходном трубопроводе для этих вариантов составляет: 68 м/с (при 40 мм); 52 м/с (при 80 мм); 35 м/с (при 160 мм).



а - с гладкими каналами;  
 б, в - с пересекающимися;  
 в - с приставкой с винтовыми  
 каналами для пусковых режимов  
 Рисунок 5.15 - Дроссельные решетки  
 регулирующей задвижки

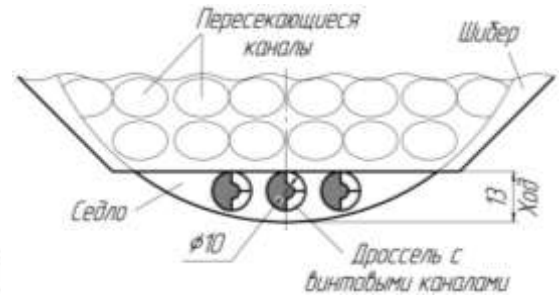


Рисунок 5.16 - Малое открытие  
 проходного сечения (вид на седло со  
 стороны потока)

Таблица 5 - Параметры дросселей с винтовыми каналами

Скорость $w_y$ , м/с	КГС прох. сечения, $\zeta$	Число поворотов	Длина дросселя $l$ , мм	Пропускная способность, $Q_1$ , м <sup>3</sup> /ч	
				одного	трех
40	36	16	160	0,4	1,2
60	16	8	80	0,6	1,8
80	9	4	40	0,8	2,4

В предлагаемом решении УУР прототипная конструкция остается практически без изменений, заменяется только седло. Интенсификация дросселирования в проточной части позволит:

- защитить проточную часть УУР и выходного трубопровода от ЭКИ;
- снизить скорости до границ длительной устойчивой работы УУР;
- объединить пусковой и основной регуляторы в одной задвижке.



### 5.9 Расширение поля использования интенсифицированных устройств управления расходом

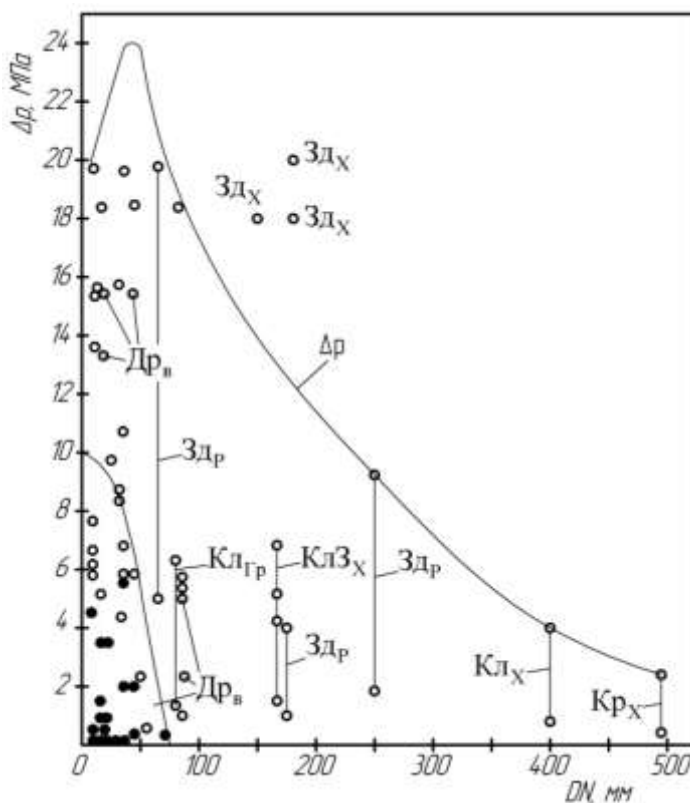
Устройства управления расходом в тепловой энергетике устанавливаются в контуре с давлением среды до 37 МПа при перепадах давления до 20 МПа. В атомной энергетике - в контурах с давлением до 24 МПа и перепадах давления до 20 МПа (рисунок 5.17).

Интенсифицированные компактные проходные сечения применяются в клапанах до перепадов давления 9 МПа и DN 50мм, а в дроссельных устройствах до 5 МПа и DN 70мм.

Расширение использования интенсификации дросселирования проточной части проведено по следующим направлениям.

В дроссельных устройствах увеличивается допустимая скорость среды с 10 до 40 м/с. Диапазон использования расширяется до перепадов давления 20 МПа и DN 80 мм. На большие номинальные диаметры в корпус устанавливается вставка (кассета). В ней выполняются резьбовые отверстия, в которые ввинчиваются винтовые дроссели.

В интенсифицированных устройствах управления расходом профилируется изменение КГС проходного сечения по мере его открытия путем варьирования числа поворотов каналов или числа пересечений в рядах отверстий.



- – по каталогу атомных УУР;
- – разработанные в данной работе интенсифицированные устройства;
- Др<sub>в</sub> – дроссель винтовой;
- Зд – задвижка; Кл – клапан;
- З – золотниковый; Гр – гребенчатый;
- Кр – кран; х – пересекающиеся каналы; р – "ромашкового" типа;
- Δр – перепад давления;

Рисунок 5.17 - Поле использования дроссельных и регулирующих устройств в энергетике

### 5.10 Заключение

1. Выполнена интенсификация дросселирования проточных частей существующих устройств управления расходом (дроссельных устройств, клапанов, задвижек, шаровых кранов и др.) путем замены гладких проходных сечений на интенсифицированные с компактными дросселями.

2. Интенсификация дросселирования позволяет (в скобках приведены конкретные примеры):

- обеспечить и сохранить режимные и массогабаритные параметры устройств управления расходом;

- снизить скорость потока теплоносителя в проходном сечении устройства до границ длительной устойчивой работы (с 67 до 38 м/с – в 1,7 раза по воде и с 765 до 242 м/с – в 3 раза по пару);

- обеспечить отсутствие кавитации при малом давлении (до 0,13 МПа) рабочей среды на выходе из устройства;

- увеличить перепад давления при сохранении длительной устойчивой работы;

- обеспечить работу при полном перепаде давления (до 20 МПа), например, при разрыве трубопровода или пуске оборудования;

- расширить диапазон регулирования от  $D_{\max}/D_{\min} = (3-5)$  до 8–9;

- уменьшить длину проходного сечения (с 350 до 35 мм – в 10 раз);

- увеличить пропускную способность в 1,5–1,7 раза (с 150 до 250 м<sup>3</sup>/ч) при сохранении массогабаритных параметров и в 2–3 раза (с 150 до 450 м<sup>3</sup>/ч) при увеличении проходного сечения на 20–30 %.

3. Диапазон использования интенсифицированных устройств управления расходом расширен: по номинальному диаметру – с 80 до 500 мм (в 6 раз); по перепаду давления – с 9 до 20 МПа (в 2 раза).

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1) Систематизированы и сопоставлены известные данные по устройствам управления расходом (УУР) теплоносителя, включающие технические требования, принципиальные схемы проточных частей, методики расчета и программные комплексы, рабочие характеристики, данные по эксплуатации. Показано, что главной причиной шума, вибрации, нестабильности рабочих характеристик, кавитации, эрозионно-коррозионного износа является высокая скорость среды в проходном сечении.

Показано, что для снижения скоростей потока т.е. увеличения коэффициента гидравлического сопротивления УУР необходима разработка интенсифицированных проточных частей, обеспечивающих вихревое течение в проточной части.

2) Проведено комплексное аналитическое исследование процессов дросселирования потока гладкими и интенсифицированными проточными частями. Получены: определяющие параметры и характеристики УУР; значения параметров, определяющих работоспособность устройств; и эффективность интенсификации дросселирования проточной части.

3) Предложены и разработаны компактные интенсифицированные устройства, проточная часть которых выполнена с пересекающимися прямыми каналами прямоугольной и круглой формы, что позволяет получить высокий коэффициент гидравлического сопротивления наряду с эффективным использованием проходного сечения и потоком с заметно меньшей скоростью.

4) Исследована гидродинамическая структура потока в проходных сечениях с использованием визуализации течения. Определена оптимальная форма межребенчатых камер (квадратная), что подтверждает аналитические исследования.

5) Экспериментально определены параметры, влияющие на коэффициент гидравлического сопротивления новых компактных дросселей: режим течения, угол поворота, число поворотов, степень открытия. Показано, что целесообразно использовать компактные дроссели с пересекающимися каналами под углом  $80^{\circ}$ - $100^{\circ}$ .

В автомобильной области и при отсутствии кавитации КГС компактных дросселей постоянный. У одноповоротных пересекающихся каналов  $K_{ГС} = 3,2-4,2$ ; у двухповоротных  $K_{ГС} = 5,8-6,8$ ; у трехповоротных  $K_{ГС} = 6,9-7,2$ .

Установлено снижение КГС при прикрытии проходного сечения из-за эффекта растекания: у гладких до 1, в интенсифицированных - 3,6, что позволяет снижать скорости рабочей среды в проходном сечении, относительно гладких, в 1,9 раза.

Данные соответствуют значениям чисел Рейнольдса –  $1 \cdot 10^4$ – $2 \cdot 10^5$ ; чисел кавитации – 0,25–6; перепадах давления – до 0,1 МПа на воде и до 8 МПа на газе; расходов – до 36 м<sup>3</sup>/ч по воде.

б) Разработана инженерная методика расчета параметров и характеристик интенсифицированных УУР с погрешностью 6–10 % с использованием основных законов механики жидкости и газа, учетом процессов дросселирования теплоносителя, сжимаемости газообразных сред, двухфазности потока, в том числе, пусковых и аварийных режимах работы и времени работы в этих режимах.

7) Результаты работы использованы при создании интенсифицированных дроссельных устройств на широкий диапазон рабочих параметров и номинальных диаметров для энергоблоков с реакторами ВВЭР и в проекте АЭС БРЕСТ-300-ОД.

Созданный научный задел, состоящий из технических решений, методики расчета, расчетных зависимостей, экспериментальных характеристик может быть использован при создании новых интенсифицированных устройств управления расходом на основе широко используемых в энергетике в настоящее время с заменой гладких проходных сечений на интенсифицированные с компактными дросселями.

## ОПРЕДЕЛЕНИЯ [19, 60]

Арматурное изделие – устройство для управления потоками и параметрами рабочей среды: запираания, отсечения, сброса, регулирования, реверса и т.п.

Вибростойкость – способность изделия сохранять прочность, устойчивость, герметичность и работоспособность во время и после вибрационного воздействия.

Герметичность (затвора, уплотнения) – способность ограничивать распространение жидких и газообразных сред, пара, разделенных затвором и т.п. элементами.

Диаметр номинальный (условный проход) – (округленный) внутренний диаметр присоединяемого к арматурному изделию трубопровода.

Долговечность – способность устройства сохранять работоспособное состояние до наступления предельного состояния.

Дросселирование гидравлическое - введение в поток среды гидравлического сопротивления, как правило, местного, с возможностью изменения площади проходного сечения и коэффициента гидравлического сопротивления для управления расходом и другими параметрам текущей среды.

Дроссель – устройство для поддержания расхода или перепада давления жидкости (газа) с неизменяемой, как правило, геометрией проточной части, обладающее большим сопротивлением протеканию среды.

Дроссельная щель – зазор между подвижным органом и седлом, создающий требуемое дросселирование, степенью открытия площади проходного сечения и коэффициента гидравлического сопротивления.

Дроссельно-регулирующее устройство – для изменения расхода и давления среды изменением дросселирования проходного сечения.

Задвижка – устройство, в котором подвижный (запирающий или регулирующий) элемент перемещается перпендикулярно оси потока проходящей рабочей среды.

Запорно-регулирующее устройство – регулирующее устройство, допускающая его использование в качестве запорного.

Запорно-дроссельное устройство – для снижения давления рабочей среды и допускающее его использование в качестве запорной.

Затвор – совокупность подвижных и неподвижных частей арматурного изделия, изменяющая площадь проходного сечения проточной части.

Золотник – исполнительная часть подвижного органа затвора клапанов.

Значение коэффициента дросселирования по ходу подвижного органа:

– большое вблизи седла (в начале хода подвижного органа);

– малое вдали от седла (в конце хода подвижного органа).

Интенсификация дросселирования – набор технических решений для обеспечения требуемых параметров потока путем увеличения гидравлического сопротивления и площади проходного сечения с целью достижения приемлемых скоростей течения потока.

Интенсифицированная проточная часть – проточная часть со специально организованной геометрией, создающей требуемое дросселирование потока при приемлемых скоростях течения потока.

Исполнение – конкретное изделие, характеризуемое номинальным диаметром, рабочим давлением, материалом основных деталей, способом управления и способом присоединения к трубопроводу.

Коэффициент гидравлического сопротивления (КГС,  $\zeta$ ) – безразмерный показатель гидравлического сопротивления с указанием проходного сечения, по которому он определен.

Коэффициент дросселирования – отношение значения перепада (потерь) давления на элементе проточной части ко второй степени значения расхода протекающей через него среды.

Геометрический фактор интенсификации дросселирования – отношение значения коэффициента гидравлического сопротивления открытого проходного сечения ко второй степени значения его площади.

Модуль – легко заменяемый элемент, позволяющий:

– повысить надежность системы при невысокой надежности отдельных элементов;

– совершенствовать систему, заменяя отдельные его элементы на улучшенные, в том числе, на ходу – при работе объекта;

- в устройствах регулирования - седло и рабочий орган.

Модульность – использование легко заменяемых модулей для облегчения унификации, интенсификации, ремонтпригодности и т. п.

Орган подвижный – подвижная часть затвора, связанная с приводным устройством, позволяющая при взаимодействии с седлом осуществлять управление потоками рабочих сред путем изменения проходного сечения.

Проточная часть (проходной канал) – внутреннее пространство трубопровода (устройства) для протекания потока среды.

Профилирование проточной части – выполнение проточной части, обеспечивающее пропускную способность путем соответствующего выполнения внутренней геометрии и формы корпуса, проходного сечения и т.п.

Рабочая среда – жидкость, газ, пар (насыщенный, перегретый), проходящие через проточную часть.

Рабочий орган – средство воздействия на параметр: расход или давления теплоносителя – изменением своего положения.

Седло – неподвижная, как правило, часть затвора.

Сечение проходное – площадь, образованная между подвижным органом и седлом.

Сужение – отношение внутренних диаметров седла и трубопровода.

Управление потоками – отключение, распределение, регулирование, сброс, смешивание, фазоразделение потоков среды.

Устройство дроссельно-регулирующее – устройство для поддержания, регулирования или отключения расхода жидкости (газа) путем использования эффекта дросселирования (потери энергии) потока жидкости.

Устройство запорное – предназначенное для перекрытия потока рабочей среды со степенью герметичности по требованиям нормативной документации.

Устройство регулирующее – предназначенное для изменения параметров рабочей среды путем изменения ее расхода.

Устройство управления расходом – устанавливаемое на трубопроводах гидроконтуров и патрубках сосудов и предназначенное для управления потоками рабочих сред путем изменения КГС и площади проходного сечения.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975. 559с.
2. Правила устройства и эксплуатации оборудования и трубопроводов атомных энергетических установок. ПНАЭ Г-7-008-89, 1989.
3. Оттино Дж. М. Перемешивание жидкостей // Scientific American. В мире науки. Изд. на русском языке. № 3 март, 1989. С.34-44.
4. Благов Э.Е., Ивницкий Б.Я. Дроссельно-регулирующая арматура ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1990. 288 с.
5. Авиация: Энциклопедия. Под ред. Свищева Г.П. – М.: Большая Российская Энциклопедия, 1994. 763 с.
6. Каталог. Арматура энергетическая АО «ЧЗЭМ», ЦНИИТЭИТЯЖМАШ, М., 1997. 160 с.
7. Кузнецов Г.А. Опыт эксплуатации, технического обслуживания и ремонта арматуры на шести энергоблоках Запорожской АС //Труды 14 Совещания МХО ИАЭ по арматуре АС, Марсель, 1997, 2с.
8. Алексеев А.К. (РКК «Энергия», Королев) // Применение методов научной визуализации в прикладных задачах, Сб. научн. тр., М.: МГУ, 2000. С. 6-8.
9. Апутин В.М. Арматура Смоленской АС - ремонт, замена, диагностика // Труды 19 совещания МХО ИАЭ по арматуре, М., 2001. 8с.
10. Шевнин В.В. Стратегия технического обслуживания и ремонта трубопроводной арматуры на Балаковской АС // Труды 21 совещания МХО ИАЭ по арматуре, Лион, 2003. 3с.
11. Герасимчук А.У. Проблемы диагностики и ремонта арматуры Ровенской АС // Труды 21 совещания МХО ИАЭ по арматуре, Лион, 2003. 7с.
12. Машиностроение. Энциклопедия. М.: Машиностроение. Машиностроение ядерной техники. Том 21 в 2-х книгах. Книга 1, 2005. 960 с. (Ионайтис Р.Р., Рогожин В.М. Глава 3.8 Трубопроводная арматура, с.923-943).
13. Правила и нормы в атомной энергетике. Трубопроводная арматура для атомных станций. Общие технические требования. НП-068-05, 2005.



14. Ширяев В.В., Мочалова Л.Г. Опыт продления срока службы и ресурса ТПА // Труды 22 совещания МХО ИАЭ по арматуре, Чехия, март 2005. 8с.
15. Зарянкин А.Е., Зарянкин В.А., Истомин С.А., Сидорова Е.К. Полуэмпирический метод построения расходных характеристик дроссельно-регулирующей арматуры // Арматуростроение, № 2 (34), 2005. С. 24-27.
16. Благов Э.Е. Определение критического двухфазного потока метастабильной жидкости // Арматуростроение, № 2 (41), 2006. С. 37-42.
17. Благов Э.Е. Критическое течение пузырьковой двухфазной смеси однокомпонентной жидкости в сужающих устройствах // Арматуростроение, № 4 (43), 2006. С. 55-59.
18. Благов Э.Е. Расчет интегральных гидродинамических показателей трубопроводных сужающих устройств // Арматуростроение, № 6 (45), 2006. С. 44-49.
19. ГОСТ Р 52720-2007. Арматура трубопроводная. Термины и определения. М.: Стандартинформ, 2007. 30с.
20. Благов Э.Е. Прогнозирование режимов течения жидкости в гидравлических сужающих устройствах // Арматуростроение, № 4 (49), 2007. С. 45-52.
21. Зарянкин А.Е., Носков В.В., Зарянкин В.А. Результаты математического моделирования течений в новом стопорно-регулирующем клапане // Арматуростроение, № 4 (49), 2007. С. 53-56.
22. Благов Э.Е. Формы и фундаментальные точки расходной характеристики гидравлического сужающего устройства // Арматуростроение, № 6 (51), 2007. С. 30-37.
23. Каталог. Арматура для АЭС ОАО «ЧЗЭМ», М., 2008. 82 с.
24. Dr. Jorg Kiesbauer. Регулирующие клапаны критических условий эксплуатации // Арматуростроение, № 3(54), 2008. С. 74-81.
25. Каплина В.Я. Защита металла от коррозии применительно к теплоэнергетическому оборудованию в условиях его эксплуатации // Теплоэнергетика, №4, 2008. С. 31-37.
26. Ионайтис Р.Р., Сердюк Н.М. Особенности проточной части дроссельно-регулирующей арматуры // ТПА и оборудование, № 4(37). 2008. С. 45-51.

27. Холлер Сиперс, Критические скорости потока в проточной части корпуса – скрытый враг арматуры. // Трубопроводная арматура и оборудование, №2 (41), 2009. С. 25-28.
28. Пинаева Е.Г., Силивина М.И. Гидравлические характеристики трубопроводной арматуры и управление ими // Арматуростроение, № 4 (67), 2010. С. 60-62.
29. Черноштан В.И., Благов Э.И. О гидравлических характеристиках и газодинамических исследованиях трубопроводной арматуры // Арматуростроение, № 6 (69), 2010. С. 38-43.
30. Черноштан В.И., Благов Э.Е. Минимальный допустимый перепад давления на регулирующем органе трубопроводной гидросистемы // Арматуростроение, № 1 (70), 2011. С. 36-40.
31. Черноштан В.И., Благов Э.Е. Газодинамический расчет предохранительного клапана и выпускного трубопровода // Арматуростроение, № 2 (71), 2011. С. 48-52; № 3 (72), 2011. С. 61-65.
32. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Особенности эксплуатации ТПА на АЭС. ТПА и оборудование, № 4 (55), 2011. С. 87-92.
33. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Патентно-технический обзор устройств регулирования расхода // ТПА-Экспресс, №03 (03), 2011. С. 8-18.
34. Бондарев А.Е., Галактионов В.А., Чечеткин В.М. Анализ развития концепций и методов визуального представления данных в научных исследованиях задач вычислительной физики. Журнал вычислительной математики и математической физики, 2011, том 51, № 4. С. 669-683.
35. Окслер Г. Кавитация в арматуре? Разберемся! // Арматуростроение, № 2 (77), 2012. С. 74-77.
36. Окслер Г. Что такое кавитация? // Арматуростроение, № 3 (78), 2012. С. 70-73.
37. Черноштан В.И., Благов Э.Е. Экспериментальное определение критерия критического расхода // Арматуростроение, № 4 (79), 2012. С. 50-57.
38. Ионайтис Р.Р., Сердюк Н.М. Визуализация картин течения потока в проточной части ТПА // ТПАиО, № 5 (62), 2012. С. 39-43.
39. Ионайтис Р.Р. Доллежалевский институт. Средства управления и безопасности. - М.: ОАО "НИКИЭТ", 2013. 128 с.

40. Черноштан В.И. [и др.] Пути решения некоторых эксплуатационных и технологических проблем в регулирующей арматуре // Арматуростроение, № 5(86), 2013. С. 22-27.
41. Зарянкин А.Е., Черноштан В.И. Моделирование течений рабочей среды в дроссельно-регулирующей энергетической арматуре // Арматуростроение, № 5 (86), 2013. С. 42-46.
42. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Исследование гидродинамической структуры дросселированного потока жидкости // Атомная энергия, Том 115, вып. 3, 2013. С. 136-141.
43. Ионайтис Р.Р. Поддержание и регулирование расхода жидкости с помощью ДРУ со специально организованной проточной частью// Вопросы атомной науки и техники (ВАНТ). Серия Физика и техника ЯР, 1983, Вып.3(32). С.40-49.
44. Абрамович Г.Н. (ред.), Гиршович Т.А., Крашенинников С.Ю. и др. Теория турбулентных струй. Изд. 2-е. - М.: Наука. Физматлит, 1984. 720 с.
45. Ионайтис Р.Р., Лисовой В.Ф., Смирнов В.П., Туктаров М.А. Разработка концепции поэтапного создания новой техники для АЭС (импортозамещение). Минатом РФ № госуд. Регистрации 01200302264, 2003. С.8.1-8.66.
46. Ионайтис Р.Р., Туктаров М.А. Концепция модернизации трубопроводной арматуры АЭС // ВАНТ. Серия: Обеспечение безопасности АЭС. 2003. Вып.2. С.94.
47. Каталог. Регулирующая арматура Parcol. Italy, 2011, 64 с.
48. Каталог. Автоматизация технологических процессов. Nihon KOSO, Япония, 2012, 52 с.
49. ОАО "НИКИЭТ", Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Дросселирование потока среды в регулировочных окнах проточной части интенсифицированных регуляторов расхода ЯЭУ // Годовой отчет, 2012. С. 179-180
50. ОАО "НИКИЭТ", Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Экспериментальное определение характеристик интенсифицированных регуляторов расхода // Годовой отчет, 2012. С. 180-183.

51. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Интенсификация проточной части дроссельно-регулирующих устройств (ДРУ) в энергетике // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ, 2011г, Сен-Валье, Франция, Приложение 2, 11с.
52. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Анализ и разработка проточной части устройств управления потоком среды // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ 2011г, Варна, Болгария, Приложение 21, 12с.
53. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Анализ и разработка проточных частей интенсифицированных регуляторов расхода // ТПА и оборудование, № 5 (56), 2011. С. 83-86.
54. Атомные эл/станции: учебное пособие / В.М. Зорин. - М.: Изд. дом МЭИ, 2012. 672 с.
55. Ионайтис Р.Р., Сердюк Н.М., Чеков М.Е. Пассивная компактная модульная унифицированная арматура для повышения надежности управления потоками среды на АЭС // Трубопроводная арматура и оборудование, № 6 (57), 2011. С. 37 - 41.
56. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Профилирование проточной части регуляторов расхода теплоносителя для АЭС с РУ БРЕСТ // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ 2012г, Гренобль, Франция, Приложение 4, 10с.
57. Ионайтис Р. Р., Чеков М. Е. Анализ проточной части трубопроводной арматуры второго контура реакторной установки АЭС // Трубопроводная арматура и оборудование, №4 (61), 2012. С. 104-114.
58. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Интенсификация дросселирования проточной части регуляторов расхода среды // Атомная энергия, Том 112, вып. 5, 2012. С. 263-269.
59. Ионайтис Р.Р., Лемехов В.В., Сердюк Н.М., Чеков М.Е. Направления разработки защитной и регулирующей арматуры ПГ РУ БРЕСТ // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ, Штутгарт, 2012. 8 с.
60. Фомичев М.С. Экспериментальная гидродинамика ЯЭУ. - М.: Энергоатомиздат, 1989. 248 с.

61. ОАО "НИКИЭТ", Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Исследование гидродинамической структуры дросселированного потока жидкости // Годовой отчет, 2013. С. 153-155.
62. Яньшин Б.И. Затворы и переходы трубопровода. М.: Машгиз, 1962. 180 с.
63. Яньшин Б.И. Гидродинамические характеристики затворов и элементов трубопроводов. М.: Машиностроение, 1965. 260 с.
64. Гуревич Д.Ф. Расчет и конструирование ТПА, 1969г. 888с.
65. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1975. 323 с.
66. Петухов Б.С. и др. Теплообмен в ядерных энергетических установках. Под ред. Б.С. Петухова. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Энергоатомиздат, 1986. 472с.
67. Кириллов П.Л., Юрьев Ю.С., Бобков В.П. Справочник по теплогидравлическим расчетам (ядерные реакторы, теплообменники, парогенераторы). Под общей редакцией П.Л. Кириллова, - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат, 1990. 360с.
68. РНЦ КИ ИЯР ОТЯР. Взаимосвязанные гидравлические и прочностные расчетные исследования конструкции БПК, направленные на улучшение его вибрационных характеристик. Научно-технический отчет. 2010. 150с.
69. Ионайтис Р.Р., Лемехов В.В., Сердюк Н.М., Чеков М.Е. Направления разработки защитной и регулирующей арматуры парогенераторов РУ БРЕСТ // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ, Милан, Италия, 2012. Приложение 6, 8 с.
70. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Научное управление ресурсом запорно-регулирующей арматуры // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ, Сарагоса, Испания, 2013. Приложение 5, 7 с.
71. Ионайтис Р.Р., Чеков М.Е. Необходимость и возможность защиты трубопровода от эрозионного износа // Памятная записка международного совещания МХО ИАЭ, Оломоуц, Чехия, 2014. Приложение 6, 6 с.
72. ЦКТИА. Интенсификация проточной части энергетических регулирующих задвижек DN 100-280мм, 2011. 35 с.
73. ЦКТИА. Интенсификация проточной части регулировочного окна шарового крана DN 500мм, 2012. 17 с.

## ПЕРЕЧЕНЬ СОКРАЩЕНИЙ И ОБОЗНАЧЕНИЙ

АИ	- арматурное изделие
АС	- атомная станция
АСБ	- арматурное средство безопасности, арматура систем безопасности
АЭС	- атомная электростанция
БРЕСТ	- быстрый реактор со свинцовым теплоносителем
БРУ	- быстродействующее редуцирующее устройство (сброса среды)
ВВЭР	- водо-водяной энергетический реактор
ДВК	- дроссель с винтовыми канавками
ДПК	- дроссель с пересекающимися каналами
ДУ	- дроссельное устройство
КГС	- коэффициент гидравлического сопротивления
НП	- нормы и правила
ПГ	- парогенератор
ПЗК	- поворотный-золотниковый клапан
ПЧ	- проточная часть
РУ	- реакторная установка
СБ	- система безопасности, средство безопасности
ТПА	- трубопроводная арматура
УУР	- устройство управления расходом
ЭКИ	- эрозионно-коррозионный износ
ЯР	- ядерный реактор
ЯЭУ	- ядерная энергетическая установка

$b$	- ширина выемки, ширина канавки
$C_y$	- сужение проточной части
DN	- номинальный диаметр
$f_c$	- площадь проходного сечения седла
$f_y$	- площадь узкого сечения
$h$	- глубина выемки, глубина канавки
$\Gamma_{\text{инт}}$	- геометрический фактор интенсификации
$K_{\text{др}}$	- коэффициент дросселирования
$K_{\text{сж}} (\varepsilon)$	- коэффициент сжатия
$L$	- длина
$p$	- давление
$\Delta p$	- перепад давления
$Q$	- объемный расход
$t$	- шаг винтовой канавки
$T$	- температура
$w$	- скорость течения
$k$	- число (коэффициент) кавитации
$\lambda$	- коэффициент сопротивления трения единицы относительной длины
$\delta$	- толщина
$\rho$	- плотность среды
$\zeta$	- коэффициент гидравлического сопротивления (КГС)

## Индексы:

г	- гидравлический
гл	- гладкий
др	- дроссельный
с	- седло
у	- узкий

**ОТЗЫВ**

**научного руководителя на диссертацию Чекова Михаила Евгеньевича "Интенсификация дросселирования в проточной части устройств управления расходом теплоносителя ЯЭУ", представленную на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.14.03 - Ядерные энергетические установки, включая проектирование, эксплуатацию и вывод из эксплуатации**

Чеков Михаил Евгеньевич закончил МГТУ им. Н.Э. Баумана в 2009г. с присуждением квалификации инженера-физика по специальности "Ядерные реакторы и установки. В том же году Чеков М.Е. поступил в аспирантуру МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедру "Ядерные реакторы и установки". Одновременно с поступлением в аспирантуру и до настоящего времени Чеков М.Е. работает в лаборатории "Нетрадиционных средств управления и безопасности" ОАО "НИКИЭТ им. Н.Э. Доллежала".

Основными задачами диссертационной работы являются: исследование процессов дросселирования; предложение новых проточных частей; экспериментальное определение параметров и характеристик компактных устройств управления расходом; разработка методики расчета устройств управления расходом.

Научная новизна диссертации заключается в обосновании интенсификации процессов дросселирования в проточной части устройств управления расходом теплоносителя и определении гидродинамической структуры потока.

Практическая значимость результатов диссертационной работы состоит в обосновании существенного расширения диапазона использования интенсифицированных устройств управления расходом до перепадов давления 20 МПа и номинальных диаметров 500 мм.

Отличная подготовка, активность и исключительное трудолюбие позволили ему выполнить и подготовить к защите диссертационную работу. В процессе работы над диссертацией Чеков М.Е. проявил серьезное отношение к работе и способность самостоятельно ставить и решать сложные научно-технические задачи. Кроме того, следует отметить, что он в совершенстве владеет средствами вычислительной техники.



Им были получены новые научные результаты, представляющие несомненную теоретическую и практическую ценность. Основная часть полученных результатов полностью раскрыты в 15 публикациях, в том числе трех статьях в изданиях из перечня ВАК, и пяти научных докладах на международных конференциях. Чеков М.Е. является соавтором авторского свидетельства на изобретение.

Считаю, что Чеков М.Е. является сформировавшимся научным работником высокой квалификации, способным к самостоятельным научным исследованиям и несомненно заслуживает присуждения ученой степени кандидата технических наук по вышеуказанной специальности.

Научный руководитель,  
д-р. техн. наук, профессор кафедры  
"Ядерные реакторы и установки"  
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Ионайтис Р.Р.

Отзыв подготовлен Р.Р. Ионайтисом к обсуждению диссертационной работы Чекова М.Е. на заседании кафедры «Ядерные реакторы и установки» в марте 2014 г.

Заместитель заведующего кафедрой  
«Ядерные реакторы и установки»

Солонин В.И.