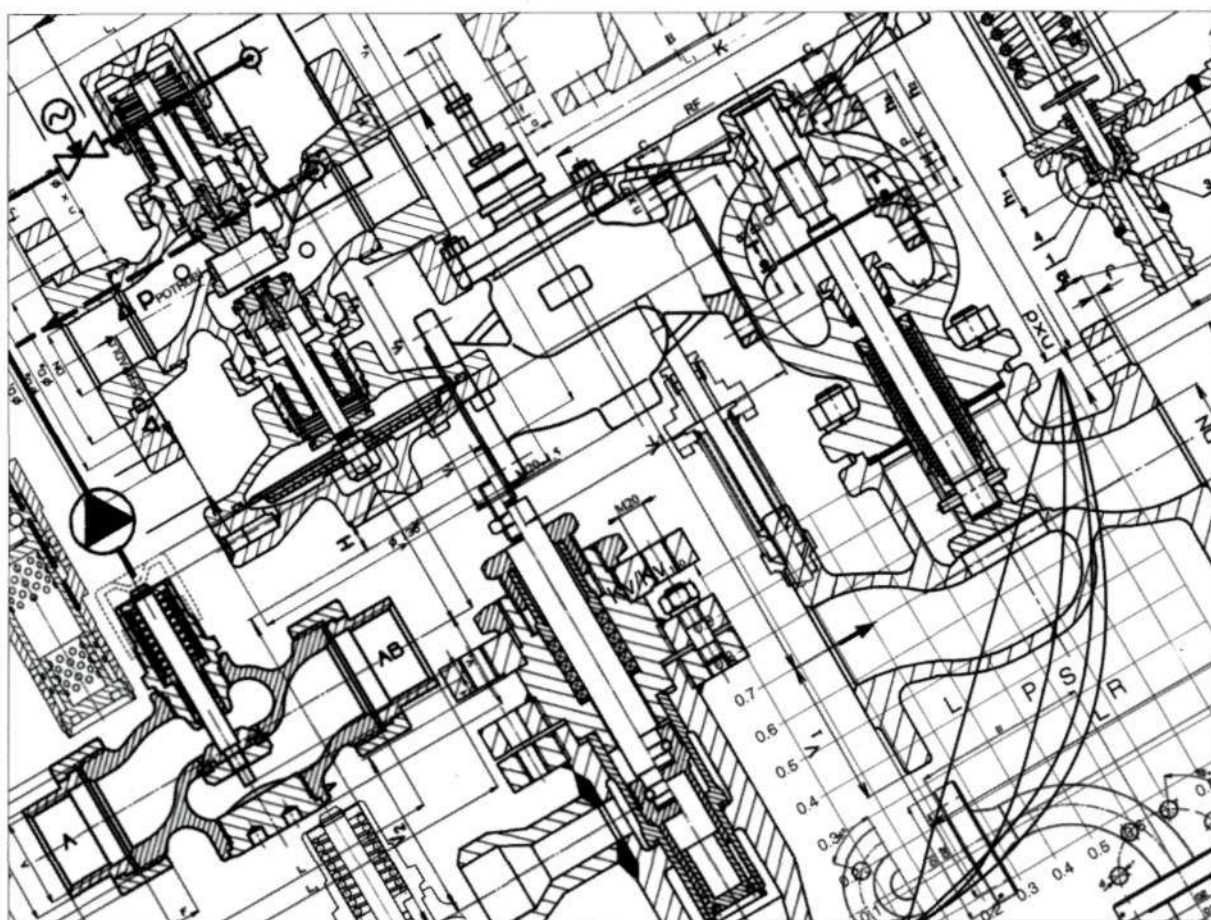


РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

Третье издание, дополненное
и переработанное







РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

**Третье издание, дополненное
и переработанное**

**Йржи Доубрава
Властимил Дитрт
Михал Климеш
Владимир Марек
Олдржих Новотны
Томаш Суханек
Милан Шалда**

Авторские права защищены. Все перепечатки данной работы, как полностью, так и частично, категорически запрещены, в том числе запрещены любые формы репродукции данной работы в печатной, звуковой или видеоформе без соглашения фирмы LDM в письменном виде.

Copyright © 2003

LDM, spol. s r.o.
Litomyšlská 1378
560 02 Česká Třebová

ПРЕДИСЛОВИЕ

Издание третьего сборника лекций было вызвано необходимостью актуализировать и переработать настоящее учебное пособие для проведения фирменных семинаров по проблематике регулирующей арматуры. При подготовке сборника использовались материалы предыдущих изданий, опубликованных в 1998 и 2001 г., в его основу положены общие сведения о механике жидкостей, опыт сотрудников фирмы, сведения о практических измерениях арматуры и опыт ее эксплуатации.

Сборник предназначен для широкого круга читателей. В сборнике собран материал, имеющий непосредственное практическое значение, который в общих чертах освещает проблематику проектирования, конструкции и применения регулирующей арматуры в областях технологических процессов, отопления и централизованного горячего водоснабжения, охлаждения и энергетики.

Сборник состоит из отдельных глав, которые дают возможность читателям получить необходимые сведения о теории и проектировании регулирующих вентилей, основных соединениях, конструкции вентилей LDM, арматуре для энергетики, регуляторах перепада давления, конструкции сальников и дроссельных механизмов вентилей и о приводах регулирующей арматуры.

Сборник предназначен прежде всего для проектантов, инженерно-технических работников вышеуказанных отраслей. Настоящее учебное пособие имеет целью на практике обратить внимание на назначение, проектирование и конструкцию регулирующих вентилей.

Мы уверены, что этот труд, как и два предыдущих издания, достигнет своей цели и поможет лучше понять сложности проблематики и выплывающий из этого ответственный подход к проектированию и эксплуатации регулирующих клапанов. Мы понимаем, что настоящее пособие не может быть полным и без недостатков, поэтому будем благодарны каждому за конструктивные замечания, которые могли бы сделать учебное пособие более качественным.

Ческа Тржебова, октябрь 2003

Коллектив авторов

LDM LDM Авторы отдельных глав:

Йржи Добрава	- главы 2 (часть), 3 (часть), 5 и 7 (часть)
Властимил Дитрт	- глава 1
Михал Климеш	- главы 4 и 9 (часть)
Владимир Марек	- главы 2, 6 и 7
Олдржих Новотны	- главы 8 и 9
Томаш Суханек	- глава 3 (часть)
Милан Шалда	- глава 9 (часть)

Содержание

	страница
Предисловие	2
Содержание	3
Использованная символика	7
1. История и настоящее фирмы LDM	9
2. Регулирующая арматура	16
2.1. Основные понятия	16
2.1.1. Условный проход DN	16
2.1.2. Условное давление PN	16
2.1.3. Максимальная рабочая температура	16
2.1.4. Коэффициент расхода	16
2.1.5. Расходная характеристика	16
2.1.6. Регулирующее отношение	17
2.1.7. Неплотность	17
2.2. Коэффициенты потерь и расхода	17
2.2.1. Коэффициент потерь	17
2.2.2. Коэффициент расхода	18
2.2.3. Коэффициент расхода A_v	18
2.2.4. Коэффициент расхода K_v	19
2.2.5. Коэффициент расхода C_v	20
2.2.6. Условный коэффициент потерь и расхода	20
2.2.7. Взаимопреобразования коэффициентов расхода	21
2.3. Расходная характеристика	21
2.3.1. Определение	21
2.3.2. Линейная расходная характеристика	22
2.3.3. Равнопроцентная расходная характеристика	22
2.3.4. Параболическая расходная характеристика	23
2.3.5. Расходная характеристика LDMspline®	24
2.3.6. Отклонения от формы характеристики	24
2.4. Регулирующее отношение	25
2.5. Авторитет вентиля	25
2.5.1. Влияние авторитета на деформацию расходной характер. системы	27
2.6. Регулирующая характеристика процесса	30
2.7. Расчет K_v значения	31
2.7.1. Несжимаемые жидкости	31
2.7.2. Сжимаемые жидкости	33
2.8. Кавитация	35
2.9. Проектирование регулирующих вентилях	38
2.9.1. Специфика расчета трехходового регулирующего вентиля	39
2.9.2. Пример расчета двухходового регулирующего вентиля	47
2.9.3. Пример расчета трехходового регулирующего вентиля	49
2.9.4. Последовательно и параллельно включенные регулирующие вентили	50
2.9.4.1. Пример расчета параллельно включенных регулирующих вентилях	51
3. Регулирующая арматура как составная часть регулирующей цепи	53
3.1. Влияние размещения насоса на поведение системы	53
3.1.1. Насос на обратном трубопроводе	53
3.1.2. Насос на подаче	55

3.2.	NPSH (минимальная высота всасывания)	56
3.3.	Воздух в системах отопления	57
3.4.	Соотношение насоса и регулирующей арматуры	57
3.5.	Включение цепей распределителей и потребителей	63
3.5.1.	Цепи с двухходовой арматурой	63
3.5.1.1.	Цепи с доступным давлением в первичной части	63
3.5.1.2.	Цепи с пассивным давлением в первичной части	65
3.5.2.	Цепи с трехходовой арматурой	66
3.5.2.1.	Цепи с доступным давлением в первичной части	66
3.5.2.2.	Цепи с пассивным давлением в первичной части	69
3.5.3.	Цепи распределителей	70
3.5.3.1.	Напорный распределитель с постоянным потоком	70
3.5.3.2.	Напорный распределитель с переменным потоком	71
3.5.3.3.	Безнапорный распределитель	71
4.	Регулирующие вентили LDM	73
4.1.	Регулирующие вентили ряда COMAR line	73
4.2.	Регулирующие вентили и регуляторы перепада давления ряда BEE line	74
4.3.	Регулирующие и редукционные вентили рядов 102 и 103	76
4.4.	Регулирующие вентили ряда 2xx	80
4.5.	Запорные сильфонные вентили ряда 2x6	84
5.	Регулирование перепада давления	86
5.1.	Нарастание давления на регулирующей арматуре	86
5.2.	Насосы с переменными оборотами	87
5.3.	Перепускная арматура	88
5.4.	Регуляторы перепада давления	90
5.5.	Расчет регулятора перепада давления	94
5.6.	Сравнение регулирования перепада давления и перепуска	96
6.	Конусы регулирующей арматуры	97
6.1.	Свойства основных типов регулирующей арматуры	97
6.1.1.	Краны	97
6.1.2.	Клапаны	98
6.1.3.	Задвижки	99
6.1.4.	Вентили	99
6.2.	Конусы регулирующих вентилях	100
6.2.1.	Фасонный конус	100
6.2.1.1.	Коэффициент расхода	100
6.2.1.2.	Расходная характеристика	101
6.2.1.3.	Высокие перепады давления	101
6.2.1.4.	Шумность	101
6.2.2.	Конус с вырезами	102
6.2.2.1.	Коэффициент расхода	102
6.2.2.2.	Расходная характеристика	102
6.2.2.3.	Высокие перепады давления	103
6.2.2.4.	Шумность	103
6.2.3.	Перфорированный конус	103
6.2.3.1.	Коэффициент расхода	104
6.2.3.2.	Расходная характеристика	104
6.2.3.3.	Высокие перепады давления	104
6.2.3.4.	Шумность	105
6.3.	Трудоемкие применения	105

	страница	
6.3.1.	Микрорасходы	105
6.3.2.	Кавитация	106
6.3.2.1.	Возникновение кавитации	106
6.3.2.2.	Действие кавитации	106
6.3.2.3.	Резюме	107
6.3.3.	Шум	107
6.3.3.1.	Шум, возникающий при протекании жидкости	107
6.3.3.2.	Шум, возникающий при протекании сжимаемых сред	107
6.3.3.3.	Мероприятия, направленные на снижение шума	108
6.4.	Двухседельные вентили	108
6.5	Трехходовые вентили	109
7.	Сальники регулирующей арматуры	111
7.1.	Требования, предъявляемые к сальникам регулирующей арматуры	111
7.2.	Эластомерные сальники	111
7.3.	PTFE-сальники	113
7.4.	Графитные сальники	114
7.5.	Сильфонные сальники	116
8.	Арматура для энергетики	118
8.1.	Арматура для классической энергетики	118
8.1.1.	Неподвижные, нагруженные внутренним избыточным давлением детали вентиляей	118
8.1.2.	Дроссельные системы	119
8.1.3.	Сальники	123
8.1.4.	Приводы	123
8.2.	Вентили LDM для энергетики	123
8.2.1.	Вентили ряда G	123
8.2.1.1.	Регулирующие вентили G 45	124
8.2.1.2.	Регулирующие вентили G 41, G 46	124
8.2.1.3.	Регулирующие вентили G 47	125
8.2.1.4.	Регулирующие вентили G 92	126
8.2.2.	Вентили ряда RV	126
8.2.2.1.	Регулирующие вентили RV 501	126
8.2.2.2.	Регулирующие вентили RV 502, RS 502	127
8.2.2.3	Регулирующие вентили RV 701	129
8.2.2.4	Регулирующие вентили RV 702, RS 702	129
8.2.2.5.	Регулирующие вентили RV 805, RS 806	130
8.2.3.	Предохранительные вентили SiZ 1508	131
8.2.4.	Запорные вентили V46	134
8.3.	Размещение вентиляей LDM на блоке электростанции на уголь	135
8.4.	Арматура для атомной энергетики	137
8.4.1.	Требования, предъявляемые к арматуре	137
8.4.2.	Требования, предъявляемые к конструкции	137
8.4.3.	Требования, предъявляемые к эксплуатации	137
8.4.4.	Типы вентиляей для ядерной энергетики	138
8.4.4.1.	Запорные вентили A 10	138
8.4.4.2.	Регулирующие вентили RV 501 NA	138
9.	Приводы регулирующих вентиляей	140
9.1.	Основная классификация приводов	140
9.2.	Приводы для вентиляей LDM	142
9.3.	Электроприводы прямолинейные	143

	страница
9.4. Электроприводы с повышенным количеством оборотов	145
9.5. Электрические рычажные приводы	146
9.6. Пневматические приводы	147
9.7. Электрогидравлические приводы	150
Заключение	152
Литература	153

Использованная символика

Символы

a	[-]	Авторитет
Av	[m ²]	Коэффициент расхода (арматуры)
Avs	[m ²]	Коэффициент расхода при условном ходе
Cv	[US gal.min ⁻¹]	Коэффициент расхода (арматуры)
Cvs	[US gal.min ⁻¹]	Коэффициент расхода при условном ходе
F _R	[-]	Коэффициент влияния числа Рейнольдса
g	[m.s ⁻²]	Нормальное земное ускорение свободного падения (9,80665 м.сек ⁻²)
h	[-]	Относительный ход
h _c	[m]	Суммарная высота потерь
h1	[m]	Высота положения в точке 1
h2	[m]	Высота положения в точке 2
H	[m]	Высота, ход
Kv	[m ³ .h ⁻¹]	Коэффициент расхода (арматуры)
Kv _{DN}	[m ³ .h ⁻¹]	Полный коэффициент расхода N вентиляей
Kvs	[m ³ .h ⁻¹]	Коэффициент расхода при условном ходе
m	[kg]	Масса газа
M	[kg.kmol ⁻¹]	Мольная масса
Ma	[-]	Число Маха
n	[mol]	Масса вещества
p _n	[Pa]	Абсолютное давление газа в нормальном состоянии
p _*	[Pa]	Парциальное давление насыщенных паров в среде
Δp	[Pa], [bar]	Перепад давлений
Q	[m ³ .h ⁻¹], [m ³ .s ⁻¹]	Объемный расход
Q _m	[kg.h ⁻¹], [kg.s ⁻¹]	Массовый расход
r	[-]	Регулирующее отношение
R	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]	Мольная газовая постоянная
Re	[-]	Число Рейнольдса
S	[m ²]	Живое сечение (площадь сечения потока)
S _*	[m ²]	Определяющее живое сечение
t	[°C]	Температура
T	[K]	Абсолютная температура
T ₁	[K]	Абсолютная температура на входе вентиля
T _n	[K]	Абсолютная температура газа в нормальном состоянии
Δt	[K]	Разность температур
V	[m ³]	Объем газа
w	[m.s ⁻¹]	Средняя скорость течения
w1	[m.s ⁻¹]	Скорость течения в точке 1
w2	[m.s ⁻¹]	Скорость течения в точке 2
x	[-]	Относительный перепад давления
Y	[-]	Расширительный коэффициент
Z	[-]	Коэффициент сжатия
λ	[-]	Коэффициент потери от трения
ζ	[-]	Коэффициент местной потери, коэффициент потерь
Ф	[-]	Относительный коэффициент расхода
ρ	[kg.m ⁻³]	Объемная масса (плотность)
ρ _n	[kg.m ⁻³]	Плотность газа в нормальном состоянии

Индексы и сокращения

č	Насосы
čr	Насосы при пониженном расходе
e	Наружный
iz	Изолированный
max	Максимальный
min	Минимальный
n	Условный
o	Полностью закрытый
OM	Точка отбора
p	Подающий, подачи
pr	Подачи при сниженном расходе
PRIM	Примарный (первичный)
ps	Трубопроводные сети
r	При сниженном расходе
red	При сниженном расходе
RRV	Ручного регулирующего вентиля
RV	Регулирующего вентиля
s	Статический
SEK	Секундарный
sp	Насыщенных паров, потребитель
sv	Вентиля для стояков
tv	Термостатического вентиля
vr	Реверсивная (обратн. трубопровод)
z	Обратные трубопроводы или источники
ZKRAT	Труба короткого соединения
zr	Обратные трубопроводы или источники при сниженном расходе
zv	Переход

1. ИСТОРИЯ И НАСТОЯЩЕЕ ФИРМЫ LDM

Фирма LDM о.о.о. была основана в первом полугодии 1991 года тремя инженерами. С самого начала ее деятельность была, есть и будет ориентирована на производство промышленной арматуры. Эти строчки - не просто слова, за ними скрываются мысли, творческий труд, направленные на то, чтобы неотделимой частью европейского рынка были также регулирующие и предохранительные вентили производства LDM, чтобы под маркой LDM каждый видел солидного и надежного поставщика элементов регулирующей техники.

Весной 1991 года впервые возникла мысль о создании фирмы LDM. Бывшие сотрудники отдела развития предприятия SIGMA Ческа Тржебова, пришли к выводу, в отличие от руководства, что производство арматуры, имеющее почти столетние корни в Ческе Тржебове, имеет перспективу. Эти разногласия привели к отделению от завода SIGMA и созданию предприятия LDM, в то время еще открытого торгового общества с местонахождением в Усти над Орлице. Начало было не легким.

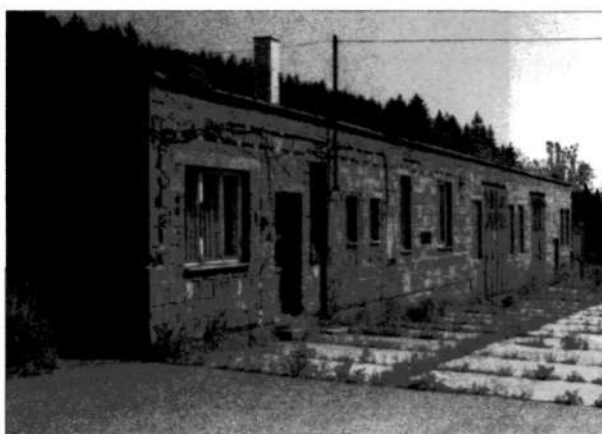


Рис. 1.1. Скромное начало в арендованном помещении

Начинали в арендованных помещениях, главным предметом деятельности была покупка и продажа регулирующих вентилях SRV, которые производились на существующем в то время предприятии SIGMA Ческа Тржебова. Параллельно с этим специалисты фирмы интенсивно работали над развитием своих собственных изделий - основы будущей производственной программы. Как было отмечено во введении, LDM всегда имела амбиции стать значительным производителем качественной регулирующей арматуры.

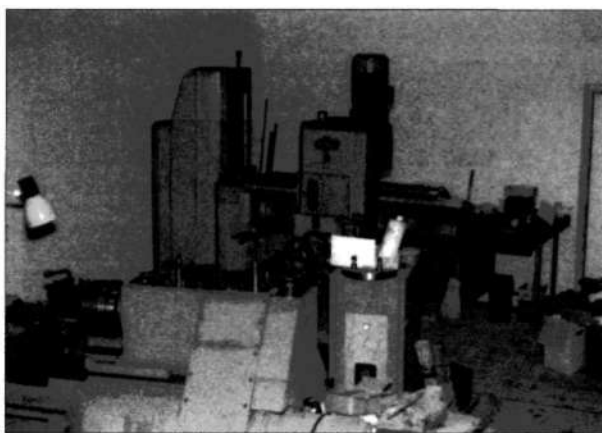


Рис. 1.2. Первые станки в мастерской LDM

В 1992 году фирма LDM впервые приняла участие в Международной машиностроительной ярмарке, которая проходила в городе Брно, а осенью в выставке Pragotherm, состоявшейся в Праге. Здесь состоялась премьера трехходового вентиля из латуни с резьбовым присоединением RV 102 и разгруженного вентиля, в основу которого были положены детали вентиля SRV. В комплекте с электрогидравлическими приводами названная выше арматура поставлялась как аварийные затворы и вскоре стала, пожалуй, самым известным изделием фирмы. И на сегодняшний день они занимают значительное место в портфеле производственной программы, хотя в последующие годы претерпели (особенно аварийные затворы) ряд изменений.



Рис.1.3. Pragotherm 1992

В начале 1993 года коллектив фирмы насчитывает уже 25 сотрудников, которые продолжают участвовать в развитии производственной программы. Фирма дополняет ассортимент вентиля PN 16 фланцевым исполнением из серого чугуна с обозначением RV 103. В дальнейшем расширяется шкала управления приводами Landis & Gyr, Sauter, Johnson Controls Int. Значительным шагом к будущему успеху компании было приобретение собственных помещений, их реконструкция и превращение в производственные здания. LDM, п.т.о., Усти над Орлицы, переезжает и трансформируется в LDM, о.о.о., Ческа Тржебова. На этом заканчивается первоначальный этап развития фирмы.



Рис 1.4. Строительство собственных производственных и административных помещений

Начало следующего этапа характеризуется завершением развития и последующим введением на рынок совершенно нового ряда регулирующих вентилей напорного ряда PN 40 под обозначением RV 210 до RV 215. Практически моментально вентили становятся несущей производственной программой и ускоряют дальнейшее развитие фирмы.

Вариабильность этого ряда регулирующих вентилей приносит уникальную возможность присоединения почти любого привода, и поэтому, уже и так широкий спектр управления был дополнен следующими типами и исполнениями. Для вышеназванных регулирующих вентилей предлагаются приводы электрические, пневматические и электрогидравлические, и, разумеется, дополнительное оснащение к ним. Данная группа новых изделий не осталась без внимания специалистов и на Международной машиностроительной ярмарке 94 в г. Брно и была удостоена Золотой медали. Если учесть, что в то время в компании работало около 50 человек, сама фирма существовала всего три года, то это было достойной оценкой работы целого коллектива. Интересно и то, что составная конструкция ряда вентилей RV 2xx настолько универсальная, что и через 10 лет от начала производства нужно было осуществить только небольшую технологическую переработку (тяги, сальника и конуса), но тем не менее основные свойства и параметры остались неизменными.

1994 год был знаменателен изменением технологии производства. В этом году были закуплены первые станки с цифровым управлением, прежде всего центр по обработке корпусов арматуры. Это событие стало решающим шагом, ведущим к достижению стандартного качества и точности производства деталей. Не менее значительным было стратегическое решение о проникновении на международный рынок. В этом же году в Словакии было основано первое дочернее общество, несущее название LDM Братислава.

В 1995 год фирма вступила с оптимизмом и продолжает динамичное развитие. Для конструкторских центров были закуплены рабочие станции Silicon Graphics, оснащенные графическим софтвером Unigraphics. Обе системы представляли и представляют собой до сих пор высший класс трехмерного моделирования, в случае LDM - проектирования вентилей. Последовательный новый подход к развитию и конструкции арматуры приносит свои результаты, особенно в повышении потребительской стоимости наших изделий.

В первом полугодии 1995 года руководство фирмы приняло два принципиальных решения, которые качественно оказали влияние на последующее развитие LDM. Первым, это было создание системы обеспечения качества в соответствии с международным стандартом ISO 9001, и вторым, это была подготовка проекта покупки части ликвидированного арматурного завода Арматурка (Сигма) Ческа Тржебова. В завершении года удалось выкупить основную часть недвижимого имущества, машинного оборудования, комплектной производственной программы и know-how, включая товарную марку АЧТ (АСТ). Благодаря этому, в предлагаемый ассортимент арматуры вошли высоконапорные регулирующие, редуцирующие, питающие, пусковые, впрыскивающие вентили ряда G 40 до G 92 и предохранительные клапаны с добавочной нагрузкой SIZ 1508.

Уже в следующем году на Международной машиностроительной ярмарке в г. Брно выставляются собственные высоконапорные регулирующие вентили RV 501 с многоступенчатой редуциацией давления PN 160, впрыскивающие клапаны PN 400 RV 803 и RV 804, редуцирующие станции PN 160 RS 502, предназначенные для одновременного регулирования давления и температуры пара. Тем самым LDM внедряется в ряды изготовителей трудоемкой и наиболее нагруженной арматуры, которая применяется как в классической, так и в атомной энергетике.

В 1997 году фирма насчитывает более 200 работников. Стабилизирующий процесс объединения бывшей Арматурки (Сигма) и структуры LDM закончен. Главное усилие фирмы направлено на постоянное повышение качества производства. В области PN 40 были использованы знания, опыт и результаты развития высоконапорных вентилей, впоследствии в первом полугодии было завершено создание системы обеспечения качества в соответствии с ISO 9001. Инспекция Lloyd's Register Quality Assurance в

заключительным аудите подтвердила, что система управления качеством в фирме LDM намного превышает требования, предъявляемые стандартом ISO 9001. Полученный сертификат является скорее обязательством на будущее, чем поводом для удовлетворенности достигнутым качеством изделий и услуг. Под повышением качества подразумевается непрерывный процесс в фирме LDM.

В этом же году возникло новое дочернее общество - фирма LDM СЕРВИС и торговое представительство в Польше - LDM Polska.

В следующем году открыто очередное дочернее общество, на этот раз в Болгарии, под названием LDM Bulgaria. В то же время открыт торгово-технический центр в Праге и в Усти над Лабе.

Год 1998 проходит под лозунгом: качество без компромиссов. В связи с этим были построены линия измерения, для измерения формы характеристик расхода и испытательная лаборатория для тестирования долговечности вентилялей и приводов.

В 1999 году инвестиции вкладываются в специальные технологии, такие как резка регулируемых партий цилиндрических конусов, что вместе с испытательной лабораторией для измерения расходных характеристик создает работникам отдела развития исключительные условия для разработки и производства конусов с новыми характеристиками. Подтверждением постоянного высокого качества изделий является начало следующих OEM поставок вентилялей PN 25 обществу Johnson Controls Int.

В 2000 году фирма представляет абсолютно новую регулирующую характеристику для применения в области отопления LDMspline® и вводит на рынок первое изделие LDM для применения в области кондиционирования воздуха и вентиляции под названием COMAR line (RV 111). Подтверждением качества производства и изделий является начало следующих поставок обществу Honeywell и защита сертификата (ресертификация) ISO 9001.

В 2001 году продолжается развитие меньших рядов вентилялей, закончено развитие ряда регулируемых вентилялей PN 25 для применения в теплотехнике RV 122 и регуляторов перепада давления RD 122 под общим названием BEE line. На рынок был введен первый ручной запорный вентиль PN 16 и 40 из продукции LDM - UV 226 R с сальфонным уплотнением. Основано еще одно дочернее общество в Германии LDM GmbH, далее фирма была сертифицирована в соответствии с TRD стандартами и в завершении года произошло объединение двух производств в одно. Фирма «LDM» начинает работать по новому адресу (на бывшей территории Сигмы Ческа Тржебова), а первоначальные помещения фирмы LDM (бывший цех №01) были проданы.



Рис. 1.5. Местопребывание фирмы «LDM» до конца 2001 г. (т.з. Венеция)



Рис. 1.6. Производственный ареал фирмы LDM, местопребывание фирмы на сегодняшний день

В 2002 г. ряд регулирующих вентилях BEE line был представлен на рынок, за ним следовал вариант вентилях UV 226 R с графитным сальником и с обозначением UV 226 S. Соответствующее внимание уделялось ассортименту высоконапорных вентилях, где было завершено развитие собственного высоконапорного сальника типа "Live Loading", которым в течение года оснащались новые изготавливаемые вентилях. Также появились на рынке новые впрыскивающие вентилях RV 805 и RV 806 в качестве замены старших типов RV 803 и RV 804. В том же году начались OEM поставки фирме Tour & Andersson. В текущем году было начато производство первого собственного привода LDM, который предназначен для вентилях BEE line ANT 11.

В 2003 г. начинаются поставки регулирующих вентилях RV 701, 702 и RS 702, ступень давления PN 320, что позволяет заменить некоторые устаревшие типы вентилях ряда G из продукции бывшей Сигмы современной концепцией высоконапорной арматуры. В этом же году осуществились первые OEM поставки фирмам Siemens и ESBE, на рынок был введен привод ANT 5.5, предназначенный для вентилях ряда COMAR line. Ввиду быстрорастущих требований к увеличению продукции весной 2003 г. началась реконструкция помещения для монтажа, испытаний и складирования арматуры, в которое, при полной эксплуатации, осуществился ряд перемещений монтажных и производственных цехов, в том числе логистического, с целью повышения пропускной способности изделий из предприятия. В 2003 году фирма успешно ресертифицировала систему обеспечения качества в соответствии с ISO 9001. Начинается обновление машинного парка.

Компания LDM, о.о.о., как видно из вышесказанного, с достоинством продолжает традиции производства промышленной арматуры в Ческе Тржебове, начало которому было положено в 1906 году, когда г-да Й. Индра и В. Шрефл решили основать предприятие по производству арматуры. Из первоначального ассортимента мелкой сантехнической арматуры для холодной и горячей водопроводной сети сохранилось мало. Приоритетом фирмы LDM является развитие прежде всего регулирующих вентилях: ступень давления PN 16- PN 500, размеры DN 15 -DN 400.

Будущее компании заключается в исполнении идей, сформулированных еще в 1995 году:

- Значительная, в мировых масштабах, компания, задающая направление в развитии, производстве, продаже и сервисе промышленной арматуры
- Динамическая фирма, дающая возможность всем сотрудникам достичь высокой степени самореализации и общественного престижа
- Признанная специалистами фирма, чье имя является символом высокого качества и надежности, оптимальной стоимости

Успешное наполнение идей основывается на трех краеугольных камнях. Первый: наши заказчики и их потребности, на удовлетворение которых направлены усилия нашей фирмы. Второй: изделия. Фирма LDM - это общество, которое прочно стоит на собственном развитии, так что цикл - развитие, конструкция, производство, продажа и сервис - является закрытым. Последний, но не менее важный фактор, это сотрудники фирмы, которые способны реагировать на постоянно изменяющиеся условия рынка и способны активно принимать участие в совместном строительстве будущего компании. Последние успехи и их оценки в 1998, 1999, 2000 и 2001 годах в виде Золотых медалей, присужденных на выставках Aquatherm, и Золотых жетонов, врученных на выставках Racioenergia 2001, 2002, 2003, только подтверждают правильность пути, который выбрала фирма LDM в 1991 году.



CERTIFICATE OF APPROVAL

This is to certify that the Quality Management System of:

**LDM, spol. s r. o.
Česká Třebová
Czech Republic**

*has been approved by Lloyd's Register Quality Assurance
to the following Quality Management System Standards:*

**ISO 9001:2000
BS EN ISO 9001:2000
ČSN EN ISO 9001:2001**

The Quality Management System is applicable to:


***Design, manufacture and in-house servicing
of industrial valves.***

*Approval
Certificate No: PRA 205024*

Original Approval: 26th June 1997

Current Certificate: 1st July 2003

Certificate Expiry: 30th June 2006


Issued by: LRQA Prague



This document is subject to the provision on the reverse.

This approval is carried out in accordance with the LRQA assessment and certification procedures and monitored by LRQA.
The use of the UKAS Accreditation Mark indicates Accreditation in respect of those activities covered by the Accreditation Certificate Number 001
Akas 01/2004 01

Рис. 1.7. Сертификат ISO 9001:2001

2. РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА

Регулирующая арматура это дистанционно управляемое оборудование, которое в зависимости от требований управляющей системы регулирует расход жидкости в управляемом процессе. Поэтому арматура должна обладать определенными свойствами, данными прежде всего конструкцией арматуры и ее дроссельной системы, и также свойствами управляющего привода. Большое значение имеет проект.

2.1. Основные понятия

2.1.1. Условный проход DN

DN условный (номинальный) проход указывает приблизительный внутренний диаметр в свету входного и выходного штуцеров в мм. В большинстве случаев используются регулирующие вентили с таким же или меньшим внутренним диаметром (при большем перепаде давления на вентиле), чем внутренний диаметр трубопровода. Меньший проход вентиля экономичен прежде всего в трудоемких процессах, где можно таким образом сэкономить значительные финансовые средства, а трубопровод необходимо оснастить редукторами за и перед вентилем. Эти редукции (местные потери) следует учитывать в гидравлическом расчете сети.

2.1.2. Условное давление PN

PN - условное давление (ступень давления) показывает класс давления арматуры. В большинстве случаев в системах отопления согласуется с максимальным рабочим избыточным давлением арматуры, измеряемым в барах. Несмотря на это, следует проверять значение допустимого рабочего избыточного давления, которое указывает изготовитель, так как это значение зависит от рабочей температуры и материала, из которого изготовлены основные детали арматуры. В случае высших температур это значение может упасть до доли PN (например, 29,6 бар для PN 100 и материала 42 2643.1 при 450°C) или, наоборот, быть выше (например, 50 бар для PN 40 и материала 42 2744.5 при температуре ниже 200°C). Для материалов, соответствующих ČSN, данные значения установлены стандартом ČSN 13 00 10 "Условные давления и рабочие избыточные давления".

2.1.3. Максимальная рабочая температура

Максимальная рабочая температура - это установленная производителем максимальная рабочая температура среды, пригодная для эксплуатации арматуры. Эта температура зависит не только от вышеуказанного PN, но и от типа сальника и привода арматуры.

2.1.4. Коэффициент расхода

Условный коэффициент расхода это первый параметр, типичный для регулирующей арматуры. Его величина обозначает характерный расход через данную арматуру в четко установленных условиях при условном (100%-ом) ходе. С его помощью можно осуществить расчет расхода рабочей среды или потери давления на арматуре в обычных рабочих условиях. Как правило, используются коэффициенты Kvs , Avs , Cvs .

2.1.5. Расходная характеристика

Расходная характеристика показывает функциональную зависимость моментального

коэффициента расхода от положения затвора регулирующей арматуры. Иначе говоря, это значит, что, например, при линейной расходной характеристике в неизменных условиях (прежде всего, напорные соотношения, свойства среды) можно ожидать линейную зависимость между расходом среды и ходом регулирующего вентиля. Обычно производятся вентили с линейной и равнопроцентной расходной характеристикой.

2.1.6. Регулирующее отношение

Регулирующее отношение это отношение между наибольшим коэффициентом расхода и наименьшим коэффициентом расхода. Практически это отношение между наибольшим и наименьшим регулируемыми расходами (иначе в одинаковых условиях).

2.1.7. Неплотность

Часто дискутируемым является значение максимальной неплотности в закрытом состоянии, которое относится также к характерным параметрам арматуры. У регулирующих вентилях данное значение нередко выражается в процентах максимального расхода (Kvs , Avs , Cvs), причем стандартом IEC 534-4-1982 четко определены условия испытаний. Если значение неплотности указывается, например, как 0,01% Kvs , это значит, что через данный вентиль в закрытом состоянии протечет максимально одна сотая процента Kvs (т. е. 0,01 Kvs) испытательной жидкости при условиях испытания. Если это значение играет важную роль в эксплуатации оборудования, следует обратиться за информацией об условиях его испытания к конкретному изготовителю или затребовать более высокую плотность, если позволяют технические возможности данного типа арматуры.

2.2. Коэффициенты расхода и коэффициенты потерь

2.2.1. Коэффициент потерь

Каждый элемент трубопровода или система имеет свой коэффициент потерь, который обозначается ζ . Z - это безразмерный коэффициент прямой зависимости местной потери высоты от динамического напора по отношению к избранному живому сечению. Чем выше настоящий коэффициент и чем меньше задающее живое сечение вентиля, тем ниже будет расход через элемент трубопровода.

Его основное определение вытекает из уравнения Бернулли:

$$h_c = h_1 - h_2 + \frac{1}{\rho g} (p_1 - p_2) + \frac{1}{2g} (w_1^2 - w_2^2),$$

где

h_c	общая потеря высоты между точками 1 и 2	[m]
ρ	объемная масса (плотность) несжимаемой среды	[kg.m ⁻³]
g	нормальное земное ускорение свободного падения = 9,80665 m.s ⁻²	
w_1 и w_2	скорость течения в сечениях 1 и 2	[m.s ⁻¹]

Коэффициент потерь определен как коэффициент зависимости потери высоты h_c от дина-

мического напора $\frac{w_a^2}{2g}$ в задающем живом сечении S_a измеряемой системы в

горизонтальном положении $h_c = \zeta \cdot \frac{w_a^2}{2g}$.

Предположим, что $h_1 = h_2$, $S_1 = S_2 = S_a$ (тем самым $w_1 = w_2 = w_a$), перепад давления $p = (p_1 - p_2)$ объемный расход $Q = w_a \cdot S_a$, преобразуем эти отношения и получим основное уравнение для объемного расхода через трубопроводный элемент или систему (одинаковые вход и выход, горизонтальное положение):

$$Q = S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

и массовый расход

$$Q_m = S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\rho \cdot \Delta p} \quad (2)$$

Задумавшись над данным уравнением, обнаружим, что расход через арматуру или трубопроводный элемент складывается из перепада давления на этом элементе, объемной массы (плотности) среды, коэффициента потерь и задающего сечения. Это значит, что вентили с одинаковым заданным коэффициентом потерь, но с разным DN, который определяет живое сечение, будут иметь одинаковое гидравлическое сопротивление. Поэтому в регулирующих вентилях коэффициенты потерь используются довольно редко, и, наоборот, коэффициенты потерь задаются часто в запорных вентилях, где предполагаются одинаковые проходы вентиля и трубопровода, и гидравлические потери давления на запорном вентиле входят в число остальных гидравлических потерь в трубопроводной системе.

Преимущество коэффициента потерь вентиля заключается в том, что вытекает прямо из уравнения Бернулли, значит, он совместим с коэффициентами потерь остальных трубопроводных элементов, включая потери на трение в трубопроводе; и что эти значения в трубопроводной системе у последовательно включенных элементов можно суммировать для определения общей гидравлической потери.

По вышеуказанным причинам не будем заниматься коэффициентом потерь в регулирующих вентилях. Формулы для расчета расхода при помощи коэффициента потерь и коэффициента расхода приведены в главах 2.2.3. - 2.2.7.

2.2.2. Коэффициент расхода

Коэффициент расхода это характерный коэффициент трубопроводного элемента, который однозначно определяет расходные способности последнего в данном состоянии. Чем выше коэффициент расхода, тем большее количество среды протечет через элемент или систему.

2.2.3. Коэффициент расхода A_v

Определение базового коэффициента расхода A_v вытекает из вышеприведенных уравнений (1) или (2), где выражение

$$S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \quad [m^2]$$

обозначается как коэффициент расхода A_v .

Физическая интерпретация определяется уравнением. Это коэффициент прямой зависимости объемного или массового расхода от корня перепада давления. Одновременно с этим данное уравнение выражает главное переходное соотношение между коэффициентами потерь и расхода.

Коэффициент расхода A_v однозначно определяет параметры расхода, как и описанный далее и используемый в настоящее время коэффициент K_v . В бывшей ЧССР использовался как эквивалент K_v в единицах SI.

На практике пользуемся определением

$$A_v = Q \cdot \sqrt{\frac{\rho}{\Delta p}} \quad [m^2],$$

где

Q	объемный расход	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
ρ	объемная масса	$[kg \cdot m^{-3}]$
Δp	гидравлические потери арматуры	$[Pa]$

2.2.4. Коэффициент расхода K_v

В европейских государствах в регулирующей арматуре в основном используется коэффициент расхода K_v , который определяет объемный расход воды в $m^3 \cdot час^{-1}$, который протечет через регулирующий вентиль в определенных условиях расхода при заданном ходе (потеря давления на нем в 1 бар, температура воды $15^\circ C$, турбулентное течение, достаточное статическое давление, исключающее возникновение кавитации в указанных условиях).

Коэффициент расхода находим из следующего соотношения:

$$K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}} \quad [m^3 \cdot h^{-1}],$$

где:

Q	объемный расход	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
ρ	объемная масса	$[kg \cdot m^{-3}]$
Δp	потеря давления на арматуре	$[MPa]$

Преимуществом данного коэффициента является его простая физическая интерпретация и то, что в тех случаях, когда рабочей средой является вода, можно упрощенно рассчитать расход прямой пропорцией к корню квадратному перепада давления. Достигнув плотности $1000 \text{ кг} \cdot \text{м}^3$ и задав перепад давления в барах, получим простую и самую известную формулу для расчета K_v

$$K_v = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p}} \quad [m^3 \cdot h^{-1}],$$

где:

Q	объемный расход	$[m^3 \cdot h^{-1}]$
Δp	потеря давления на арматуре	$[bar]$

Исходя из этого простого отношения, можно для арматуры с известным K_v дополнительно рассчитать значения расхода и гидравлической потери по следующим отношениям, где действительную потерю давления для известного расхода вычисляем как

$$\Delta p = \left(\frac{Q}{K_v} \right)^2 \quad [bar]$$

и действительный расход для известной потери давления как

$$Q = K_v \cdot \sqrt{\Delta p} \quad [m^3 \cdot h^{-1}].$$

При расчетах с вышеуказанными упрощенными коэффициентами K_v следует внимательно следить за тем, чтобы подстановка потери давления осуществлялась в барах ($1 \text{ bar} = 100 \text{ kPa} = 0,1 \text{ MPa}$).

2.2.5. Коэффициент расхода Cv

Во всем мире используется также коэффициент расхода Cv, особенно там, где не введена система единиц SI. Вышеназванный коэффициент представляет собой равноценный эквивалент значения Kv или Av и выражает количество US гал воды 40 - 100°F, которая протекает через арматуру за 1 минуту при перепаде давления 1 psi (1 US гал = 3,7854 литров, 1 psi = 6894,8 Па).

В наших условиях практично перевести значение Cv в Kv и потом рассчитать расход или Δр, или же определить значение Kv, которое при необходимости спецификации вентиля в Kv переведем в Cv. В общем, все расчеты можно проводить также, как и с коэффициентом Kv, обращая внимание на использование правильных единиц количества в США гал/мин, давление в psi, плотность в фунт/фут³ (1 lb.ft⁻³ = 16,018 kg.m⁻³).

2.2.6. Условные коэффициенты расхода и потерь

Значение коэффициента расхода или коэффициента потерь (Kv, Av, Cv, ζ) это значение коэффициента расхода или коэффициента потерь арматуры в настоящий момент, которое является функцией положения дроссельного органа, с изменением которого достигается требуемое изменение расхода или давления.

Значение коэффициента расхода (Kvs, Avs, Cvs) или гидравлического коэффициента (s) это значение коэффициента расхода или гидравлического коэффициента арматуры при ее полном открытии. Эта величина определяется во время типового испытания арматуры, а стандартом установлены максимальные допустимые отклонения коэффициентов при полном открытии (Kv₁₀₀, Av₁₀₀, Cv₁₀₀) отдельных видов арматуры данного типа от этого значения.

Необходимо следить за тем, чтобы допуск не превысил 10% условного значения коэффициента расхода и 20% условного значения коэффициента потерь. Данные об условном коэффициенте потерь должны быть дополнены данными о живом сечении, к которому коэффициент потерь относится. Толерантная зона коэффициентов расхода снизу ограничена значением нижнего предела Kv = 4,3 м³.час⁻¹, сверху ограничена значением верхнего предела Kv = 0,04.DN² (для вентиля DN 100 верхний предел 400 м³.час⁻¹).

Однако, указанный максимальный допустимый допуск точности коэффициентов расхода не постоянный, а изменяется соответственно с ходом согласно ČSN 13 4509, как видно из следующего уравнения:

$$Kv(\pm) = \left(1 \pm \frac{\left(\frac{1}{\Phi} \right)^{0,2}}{10} \right) \cdot Kv, \text{ где}$$

Kv(±) это положительное или отрицательное отклонение от условного Kv в зависимости от хода, и $\Phi = \frac{Kv}{Kvs}$

- относительный коэффициент расхода (характеристика), см. Гл. 2.3.1. Графическое выражение вышеуказанного соотношения на рис. 2.1.

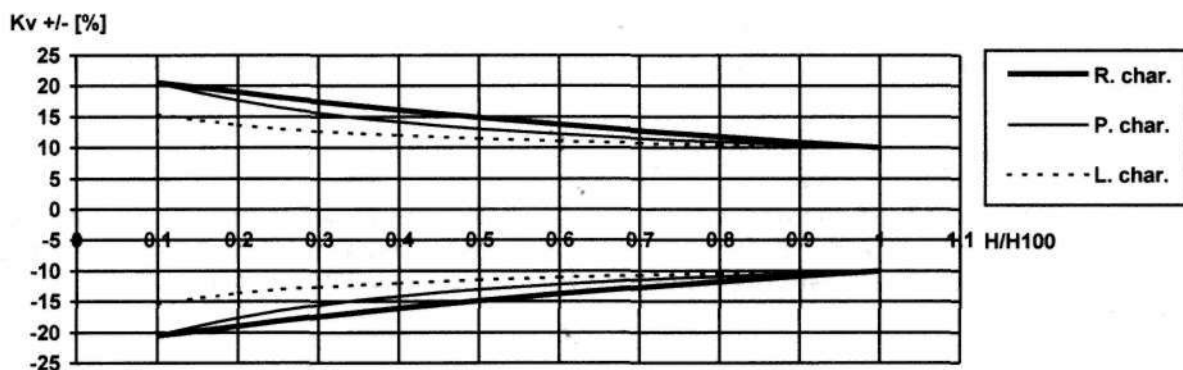


Рис. 2.1. График зависимостей допустимых отклонений Kv в зависимости от хода

Необходимо помнить, что при заказе арматуры чаще всего специфицируется условный коэффициент расхода (Kvs), который включает в себя именно то вышеупомянутое десятипроцентное возможное отклонение как положительное, так и отрицательное.

2.2.7. Взаимное преобразование коэффициентов расхода

Для быстрого перехода между отдельными коэффициентами потерь приведены следующие соотношения:

$$Kv = 8,65 \cdot 10^{-1} \cdot Cv$$

$$Kv = 3,60 \cdot 10^4 \cdot Av$$

$$Cv = 1,16 \cdot Kv$$

$$Cv = 4,17 \cdot 10^4 \cdot Av$$

$$Av = 2,78 \cdot 10^{-5} \cdot Kv$$

$$Av = 2,40 \cdot 10^{-5} \cdot Cv$$

Для пересчета коэффициента потерь в коэффициент расхода Kv и наоборот в трубопроводном элементе с условным проходом DN воспользуемся следующими соотношениями:

$$Kv = 0.009 \cdot \pi \cdot DN^2 \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}}$$

$$\zeta = 2 \cdot \left(\frac{0.009 \cdot \pi \cdot DN^2}{Kv} \right)^2$$

2.3. Расходная характеристика

2.3.1. Определение

Расходная характеристика определяется как функциональная зависимость коэффициента расхода от положения затвора регулирующего элемента.

$$Av = Av(H), Kv = Kv(H)$$

Относительный коэффициент расхода это отношение между моментальным коэффициентом расхода A_v , K_v и условным коэффициентом расхода A_{vs} , K_{vs} , заданным производителем.

$$\Phi = \frac{A_v}{A_{vs}}, \Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$$

Относительная расходная характеристика это функциональная зависимость относительного коэффициента расхода Φ от относительного положения затвора регулирующего элемента h , который образован отношением между моментальным ходом арматуры H и ее условным ходом H_{100} .

$$\Phi = \Phi(h)$$

2.3.2. Линейная расходная характеристика

Идеальной линейной относительной расходной характеристикой регулирующей арматуры является такая характеристика (см. рис. 2.2, L), в которой одинаковые приросты относительного хода h вызывают одинаковые приросты относительного коэффициента расхода Φ .

$$\Phi = \Phi_0 + m \cdot h,$$

где Φ_0 - это относительный коэффициент расхода при ходе $h = 0$, m кривизна характеристики.

Обычно производится линейная расходная характеристика

$$\Phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h,$$

Которая полностью удовлетворяет при теоретическом регулирующем отношении до 50 : 1, см. гл. 2.4

Линейная характеристика является идеальным инструментом при регулировании технологических процессов, когда рабочая точка колеблется в относительно узкой области длины хода, и если существует более или менее прямая зависимость между процессом управляемой величиной и потоком среды.

2.3.3. Равнопроцентная расходная характеристика

Идеальной равнопроцентной относительной расходной характеристикой регулирующей арматуры является такая характеристика (см. рис. 2.2, R), в которой одинаковые приросты относительного хода h вызывают одинаковые процентные приросты относительного коэффициента расхода Φ .

$$\Phi = \Phi_0 \cdot e^{nh},$$

где Φ_0 это относительный коэффициент расхода при ходе $h = 0$, n кривизна равнопроцентной характеристики, выраженные в координатах $h - \ln \Phi$.

Математическое выражение: $n = \ln(1/\Phi_0)$

При достижении теоретического регулирующего отношения 50:1, см. гл. 2.4., необходимо применить минимальную 4-процентную характеристику согласно соотношению

$$\Phi = \Phi_0 \cdot e^{nh}, \text{ где } n = 4.$$

Такая характеристика в регулирующих вентилях применяется чаще всего. Ее математическое выражение

$$\Phi = 0,0183 \cdot e^{4h}$$

Вид этой кривой изображен на рис. 2.2, где условному ходу, равному 70%, соответствует почти точно 30% расхода. При достижении теоретического регулирующего отношения, например, 100 : 1, уже требовалось бы применить характеристику с кривизной 5, когда 70% хода соответствуют только 22% расхода.

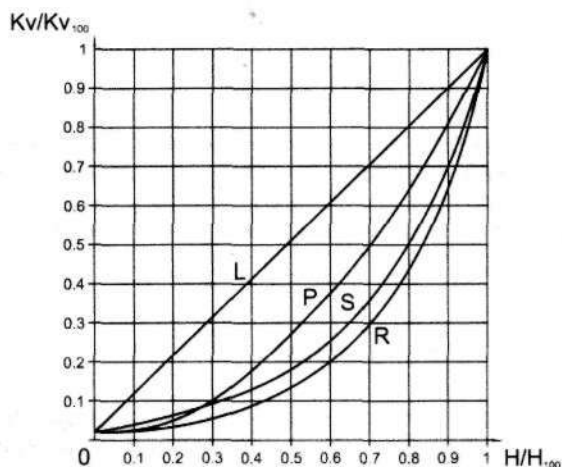


Рис. 2.2. Характеристики регулирующих вентилях

Чем выше кривизна, тем больше прогиб кривой в линейных координатах.

Равнопроцентная характеристика теоретически подходит как для регулирования при низком авторитете (см. гл. 2.5) вентиля, где в реальной системе больше проявляется как падение давления, поставляемого источником при полной производительности, так и там, где имеется высшее влияние гидравлических потерь трубопровода. Оба фактора приводят к снижению доступного (имеющегося в распоряжении) перепада давления на вентиле с возрастающим расходом. В результате этого происходит деформация характеристики вентиля и потеря кривизны кривой в области больших сдвигов.

Например, в 4-% характеристике при авторитете вентиля 0,1 при 70%-ом открытии получаем такое значение расхода, как при линейной характеристике (когда авторитет равен 1), — примерно 70%. Наоборот, при таком же авторитете вентиля у линейной характеристики при 70% хода получаем уже 95% полного расхода это означает практическую потерю регулирующей способности в данной области хода. Здесь в диапазоне хода 50 - 100% и авторитете вентиля $a = 0,1$ находимся в области 88 - 100% расхода.

Равнопроцентная характеристика с успехом используется в областях, где требуется регулировать в диаметрально противоположных расходных состояниях, где, кроме того, регулируемая величина опосредствована другим техническим оборудованием (например, эквитермная регуляция), которое деформирует зависимость регулируемой величины в процессе от расхода среды через вентиль. Практическим примером может послужить отопительная система в зимнем режиме и переходном периоде вместе с характеристикой подсоединенного теплообменника.

2.3.4. Параболическая расходная характеристика

Следующая характеристика не часто применяемая параболическая расходная характеристика (см.рис.2.2, P), форму которой можно считать компромиссом между линейной и равнопроцентной характеристиками.

Математическое выражение

$$\Phi = \Phi_0 + n \cdot h^2,$$

где

Φ_0 относительный коэффициент расхода при ходе $h = 0$,

n кривизна параболической характеристики, выраженной в координатах $h^2 - \Phi$.

Соотношение для теоретического регулирующего отношения 50 : 1

$$\Phi = 0,0183 + 0,9817 \cdot h^2.$$

Преимуществом данной характеристики является компромисс между свойствами линейной и равнопроцентной характеристик, когда требуется осуществлять регулирование при большом количестве состояний, которые не слишком удалены друг от друга, где регулирование в области максимума при помощи равнопроцентной характеристики было бы слишком крутым, а в области минимума, наоборот, не подходила бы излишняя кривизна линейной кривой.

2.3.5. Расходная характеристика LDMspline®

На практике, главным образом в области отопления и кондиционирования, часто используются так называемые модифицированные характеристики, исходящие в принципе из равнопроцентной характеристики, которые могут больше соответствовать характеру регулируемого оборудования, особенно теплообменникам типа вода-вода и элементам на горячий воздух. Такие кривые часто называют модифицированными равнопроцентными характеристиками (EQM), см.рис.2.5.

Характеристика LDMspline® (см.рис 2.2, S) это специально разработанная и оптимизированная форма характеристики для применения в области отопления, а именно, для регулирования с использованием теплообменников типа вода-вода

Полиномическое выражение для теоретического регулирующего отношения 50 : 1

$$\Phi = 0,0183 + 0,269 \cdot h - 0,380 \cdot h^2 + 1,096 \cdot h^3 - 0,194 \cdot h^4 - 0,265 \cdot h^5 + 0,0443 \cdot h^6$$

Преимуществом данной характеристики является более точное регулирование указанных тепловых установок по всей длине хода по сравнению с равнопроцентной характеристикой, и более того, в расчете уже предусмотрена ее рабочая деформация при работе с низшим авторитетом (см. гл. 2.5). Остальные свойства и область применения приближаются к равнопроцентной характеристике, только с той разницей, что здесь акцентируется внимание на способности регулирования в области первых 15 до 50% ходов, что статистически соответствует самому распространенному режиму отопительных систем в переходном периоде.

В предыдущих абзацах были указаны формы нескольких, чаще всех использованных характеристик и целесообразность их применения. Но прежде всего необходимо уяснить себе тот факт, что более важным для исправной работы вентиля является правильное определение коэффициента расхода Kvs (не завышать размеры), чем идеальная форма его характеристики, так как завышенные размеры вентиля не всегда могут быть компенсированы его характеристикой. (см. гл. 2.5).

2.3.6. Отклонения от формы характеристики

В серийно производимой арматуре стандартами определены допустимые отклонения от формы расходной характеристики (см. гл. 2.2.6). Определена зона допустимых отклонений

от заданного производителем значения (h), которое представляет $\pm 10 \cdot \left(\frac{1}{\Phi}\right)^{0.2}$. Далее

определены допустимые отклонения от кривизны расходной характеристики. Толерантная зона расположена между половинным - двукратным уклоном прямой, соединяющей две соседних точки на расходной характеристике от склона прямой, соединяющей эти две точки на заданной кривой.

2.4. Регулирующее отношение

Регулирующее отношение r определено как отношение наивысшего коэффициента расхода при полном открытии к наименьшему коэффициенту расхода.

$$r = \frac{\Phi_{\max}}{\Phi_{\min}}$$

Теоретическое регулирующее отношение при идеальной относительной характеристике расхода задано соотношением

$$r_{\text{теор}} = \frac{1}{\Phi_0}$$

и вытекает из уравнения его расходной характеристики. В реальном вентиле оно дано не только свойствами дроссельного органа вблизи положения закрыто, но и свойствами его управления (привода). В связи с параметрами (минимальный регулирующий шаг) современных приводов практическое регулирующее отношение бывает в два раза больше теоретического регулирующего отношения, вытекающего только из уравнения характеристики арматуры.

Вышеприведенное явно свидетельствует о реальности теоретического регулирующего отношения 100 : 1, например, на вентиле с линейной характеристикой и ходом 100 мм. Если регулирующая характеристика берет начало с нулевого расхода, то рабочей точке при Φ_{\min} соответствует расстояние между конусом и седлом, равное 0,1 мм, что соответствовало бы точности перехода привода приблизительно до 0,01 мм.

Проблематично достигать больших регулирующих отношений у малых Kvs (меньше, чем $1 \text{ м}^3 \cdot \text{час}^{-1}$). В таких случаях проектант должен соблюдать повышенную осторожность при расчете вентиля, предназначенного для использования там, где требуется регулирующее отношение больше, чем 30:1. По причине определенного необходимого завышения Kvs в области регулирования максимального расхода (см. деформацию расходной характеристики, гл. 2.5.) часто регулирующая система не способна достичь стабилизированного состояния для установки минимального расхода и таким образом возникают колебательные движения регулирующего вентиля около положения закрыто. Поэтому для подобных малых значений Kvs изготавливаются специальные вентиля, называемые иногда микровентильями, которые оснащены специально подогнанной дроссельной системой для обработки очень малых расходов.

2.5. Авторитет вентиляей

Авторитет вентиляей (также относительная потеря давления вентиля или влияние вентиля) в трубопроводной системе вводится как отношение доступного давления на вентиле при полном расходе среды (полностью открытый вентиль) к доступному давлению при нулевом расходе (полностью закрытый вентиль) и обозначается a .

$$a = \frac{\Delta p_{Q_{\max}}}{\Delta p_{Q=0}}$$

Изменение доступного давления (см. г. 5.1) на вентиле способствует возникновению деформации расходной характеристики вентиляей, точнее, расходной характеристики

системы трубопроводов. Для хорошего регулирования расхода рекомендуется авторитет вентиля свыше 0,5, но практически достаточно значение между 0,3 и 0,5. Чем больше приближается авторитет к единице, тем больше расходная характеристика системы подобна идеальной характеристике вентиля (см. рис. 2.2). В менее трудоемких применениях и при хорошем знании проблематики (необходимо вычислить деформацию характеристики вентиля) можно регулировать и при авторитете около 0,1, что ни в коем случае нельзя рекомендовать в качестве общего принципа для расчета регулирующей арматуры.

В трубопроводной сети с постоянным источником давления, т. е. таким, когда общий перепад давления на системе постоянный от нулевого по максимальный расход, падение давления на вентиле при возрастающем расходе вызвано только скоростной потерей давления в трубопроводе, т. е. гидравлической потерей в трубопроводе, из которой вытекает доступное давление для каждой арматуры. Она, при условии не переменных живых сечений системы и хорошем расчете, зависит от корня квадратного скорости течения (при развитом турбулентном потоке).

В этом случае можно просто математически определить зависимость доступного давления на вентиле от расхода и впоследствии определить требующийся коэффициент расхода для стабилизации требуемого расхода. Из известной расходной характеристики можно найти нужное открытие вентиля, соответствующее требуемому расходу.

Приведем простой пример:

Общий перепад давления на системе 2 бара. Общие потери трубопроводной системы при полном расходе 1 бар. Такие потери вызваны только жесткими не переменными сопротивлениями. В то же время общий перепад давления - стабильный. Это значит, что доступное давление на вентиле при полном расходе = 1 бар. Значит, авторитет вентиля $a = 0,5$. Полному расходу при таком перепаде давления соответствует K_v вентиля 80. Установлен вентиль K_v 100. Нас интересует, в какой области будем находиться при регулировании 30% мощности расхода.

Тридцати процентам расхода соответствуют 30% скорости среды. Потери на жестких трубопроводных элементах зависят от корня квадратного скорости во второй степени т. е. составляют $0,3^2 = 0,09$ кратную величину потери давления при полном расходе. Это значит, что в данном случае составляют 0,09 бар, и перепад давления на вентиле 1,91 бар.

Требующийся K_v коэффициент непрямо пропорционален корню квадратному из перепада давления. В этом случае $1,91 = 1,38$ раз меньше, чем при перепаде давления в 1 бар. Требующийся K_v коэффициент при перепаде давления в 1 бар представлял бы $0,3 \times 80$, т. е. $24 \text{ м}^3 \cdot \text{час}^{-1}$. В этой системе требуется только $24 : 1,38 = 17,4 \text{ м}^3 \cdot \text{час}^{-1}$. Потом, данному K_v на линейной характеристике вентиля с K_v 100 $\text{м}^3 \cdot \text{час}^{-1}$ соответствует относительный ход примерно 16%. При равнопроцентной характеристике ход стабилизируется приблизительно на 57%. В данном случае расходная характеристика изменилась незначительно идеальным кривым при данном расходе соответствуют значения хода: 20 и 60%.

Представим себе, что авторитет вентиля 0,1. Это значит, что если на вентиле имеется при полном расходе перепад давления в 1 бар, то на трубопроводе 9 бар. При 30%-ом расходе потери на трубопроводе уменьшатся до $9 \times 0,09 = 0,81$ бар. На вентиле останется перепад давления 9,19 бар. Требующийся K_v в таком случае в 3,03 раза меньше, чем при 1 бар. (первоначальный расчет). Это значит, что регулятор на вентиле установит значение $K_v = 24 : 3,03 = 7,84 \text{ м}^3 \cdot \text{час}^{-1}$. В случае линейной характеристики вентиль будет на 6% хода, при равнопроцентной характеристике на 36-37% хода. Деформация идеальных характеристик здесь более отчетливая.

В этой главе уже упоминалась разность между расходной характеристикой вентиля и расходной характеристикой системы. Расходная характеристика трубопроводной системы это зависимость расхода через реальную трубопроводную систему от положения затвора регулирующей арматуры. Такая зависимость включает в себя, как расходную характеристику регулирующего вентиля, так и влияние гидравлических потерь трубопроводной сети (это влияние выражено авторитетом вентиля) и падение давления источника. Довольно часто об этих влияниях забывают, поэтому понятна тенденция путать их с расходной характеристикой самого вентиля, что приводит к разочарованию из-за плохого

процесса регулирования. Это дано конкретной величиной авторитета в данном включении, когда в результате расходная характеристика регулирующей арматуры (регулирующей цепи) деформируется. Если построим график этой зависимости расхода через систему от хода вентиля, получим реальную расходную характеристику данной трубопроводной системы (см. рис. 2.3, 2.4 и 2.5), причем выведение влияния авторитета на деформацию расходной характеристики системы приведено в следующей главе.

Короче говоря, авторитет вентиля описывает с точки зрения гидравлики целую регулирующую цепь. Если нам известен авторитет определенного вентиля при данном расходе, мы способны рассчитать потери давления остальной цепи и в разных рабочих состояниях. На этом основан метод электронного уравнивания трубопроводной сети.

2.5.1. Влияние авторитета на деформацию расходной характеристики системы.

Примеры деформации идеальных расходных характеристик (линейной, параболической, равнопроцентной) при разных авторитетах вентиля изображены на рис. 2.3, 2.4 и 2.5. Простое выведение влияния авторитета вентиля на деформацию расходной кривой целой ветви можно провести на примере трубопроводной системы с одним трубопроводным элементом № 1 с переменным коэффициентом расхода (регулирующий вентиль, Kv_1), оставшуюся часть ветви можно характеризовать как водопроводный элемент 2 с жестким коэффициентом расхода Kv_2 . Вся система нагружена перепадом давления (дифференциальным давлением) p_c .

Для расхода через эту ветку действительно $Q_c = Q_1 = Q_2$, авторитет $a = p_1 / (p_1 + p_2)$ действительно только для полностью открытого вентиля 1, следовательно, $Kv_1 = Kv_{1\max} = Kvs_1$. Потеря давления на вентиле $p_1 = a \cdot (p_1 + p_2)$.

Приведенное уравнение выразим при помощи соотношения между объемным расходом и Kv вентиля:

$$Kv = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{p_1}{\Delta p}} \quad \dots \Delta p = N \cdot (Q/Kv)^2, \text{ где } N = 10000/p_1$$

$$N \cdot \left(\frac{Q}{Kvs_1} \right)^2 = a \cdot N \cdot \left(\frac{Q}{Kvs_1} \right)^2 + a \cdot N \cdot \left(\frac{Q}{Kv_2} \right)^2$$

$$\left(\frac{1}{Kvs_1} \right)^2 = a \cdot \left[\left(\frac{1}{Kvs_1} \right)^2 + \left(\frac{1}{Kv_2} \right)^2 \right] \quad \text{, после преобразования получим}$$

$$Kv_2^2 = \frac{a}{1-a} \cdot Kvs^2$$

Для общего коэффициента системы Kvs действительно

$$\frac{1}{Kvc^2} = \frac{1}{Kv_1^2} + \frac{1}{Kv_2^2}$$

или

$$Kvc = \sqrt{\frac{Kv_1^2 \cdot Kv_2^2}{Kv_1^2 + Kv_2^2}}$$

$$K_{vc} = \sqrt{\frac{K_v l^2 \cdot \left(\frac{a}{1-a}\right) \cdot K_{vs}^2}{K_v l^2 + \left(\frac{a}{1-a}\right) \cdot K_{vs}^2}}$$

После введения безразмерного коэффициента расхода $\Phi = \frac{K_v}{K_{vs}}$ получим

$$K_{vc} = \sqrt{\frac{\Phi l^2 \cdot \left(\frac{a}{1-a}\right) \cdot K_{vs}^2}{\Phi l^2 + \left(\frac{a}{1-a}\right)}}$$

и после преобразования

$$K_{vc} = K_{vs} \cdot \sqrt{\frac{a}{1-a + \frac{a}{\Phi_1^2}}}$$

Максимальный K_{vs} для полностью открытого вентиля, следовательно $\Phi_1 = 1$, из чего после подстановки получим

$$K_{vc_{\max}} = K_{vs} \cdot \sqrt{a}$$

Но нас интересует безразмерная расходная характеристика системы $\Phi_c = \frac{K_{vc}}{K_{vc_{\max}}}$,

так что после разделения $K_{vc}/K_{vc_{\max}}$ получим конечное соотношение для расходной характеристики системы (деформация характеристики вентиля) в зависимости от хода вентиля h и авторитета a :

$$\Phi_c(h, a) = \sqrt{\frac{1}{1+a \cdot \left(\frac{1}{\Phi(h)^2} - 1\right)}}$$

Если в предыдущее соотношение подставим уравнение конкретной характеристики вентиля, получим следующие отношения и их графическое изображение (рис. 2.3, 2.4 и 2.5)

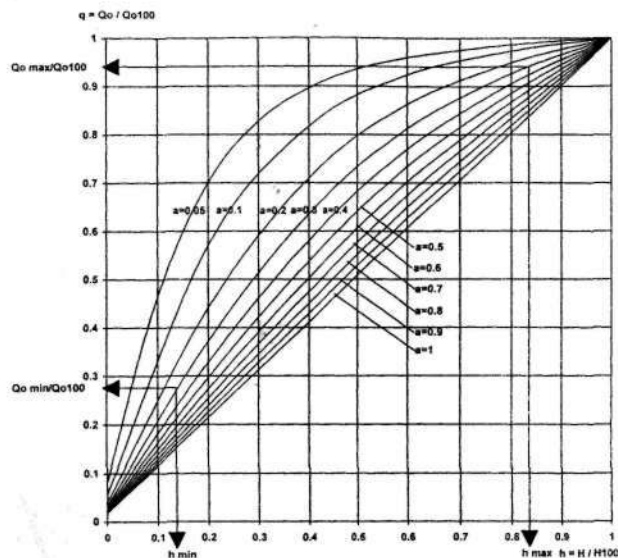


Рис. 2.3. Деформация линейной расходной характеристики вентиля

Следующее соотношение представляет уравнение относительного расхода для вентиля с линейной характеристикой в зависимости от авторитета и его относительного хода:

$$\Phi_c = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \left(\frac{1}{\left(0,0183 + 0,9817 \cdot \left(\frac{H}{H_{100}} \right) \right)^2} - 1 \right)}}$$

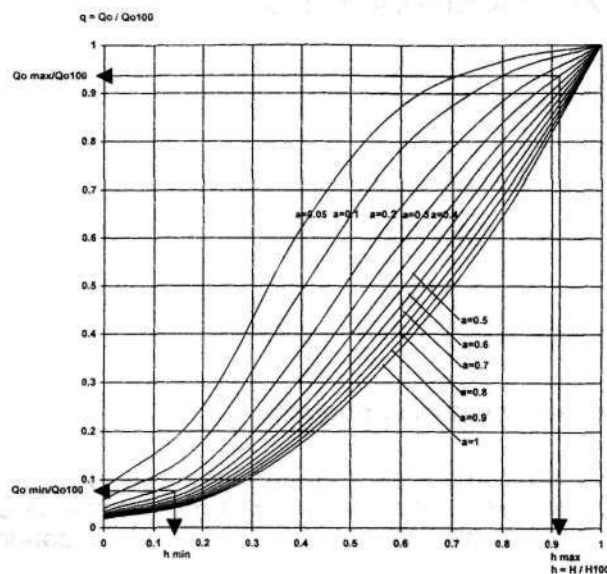


Рис 2.4. Деформация параболической расходной характеристики вентиля

Уравнение относительного расхода для вентиля с параболической характеристикой в зависимости от авторитета и его относительного хода:

$$\Phi_c = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \frac{1}{\left(0,0183 + 0,9817 \cdot \left(\frac{H}{H_{100}}\right)^2\right)^2} - 1}}$$

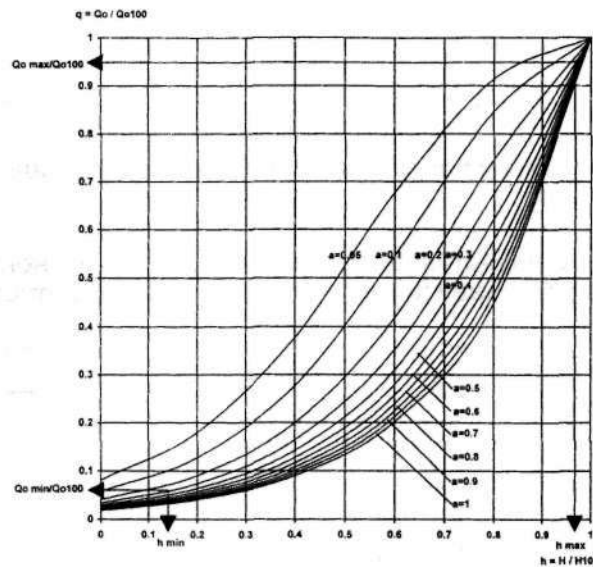


Рис. 2.5. Деформация равнопроцентной расходной характеристики вентиля

Уравнение относительного расхода для вентиля с равнопроцентной характеристикой в зависимости от авторитета и его относительного хода:

$$\Phi_c = \sqrt{\frac{1}{1 + a \cdot \frac{1}{\left(0,0183 \cdot e^{\left(4 \frac{H}{H_{100}}\right)}\right)^2} - 1}}$$

2.6. Регулирующая характеристика процесса

В предыдущих абзацах упоминалась расходная характеристика вентиля, но с точки зрения регулирования нас в общем не интересует зависимость расхода среды от хода вентиля. Интерес представляет для нас именно зависимость регулируемой величины от выхода регулятора.

Имеется расходная характеристика вентиля. Ход вентиля имеет линейную зависимость от выхода из регулятора. Имеются также расходная характеристика системы,

зависимость регулируемой величины от расхода среды через систему рабочие кривые теплообменника или другого оборудования.

Из произведения рабочей кривой (например, теплообменника) и регулирующей характеристики трубопроводной системы получим зависимость регулируемой величины от хода вентиля (рис. 2.6), следовательно, в случае линейной связи и зависимость регулируемой величины от выхода из регулятора регулируемую характеристику процесса.

Очень важно, чтобы в результате полученная регулирующая кривая в целой регулирующей зоне, по возможности, как можно больше была подобна прямой, для того, чтобы одинаковые изменения (приросты или уменьшения) мощности достигались такими же изменениями хода регулирующей арматуры в любой точке в целом диапазоне хода, что оказывает большое влияние на стабильность регулирования. Именно на этот факт оказывает прямое влияние характеристика вентиля, когда удачно подобранная характеристика регулирующей арматуры может значительно улучшить качество и стабильность регулирующего процесса.

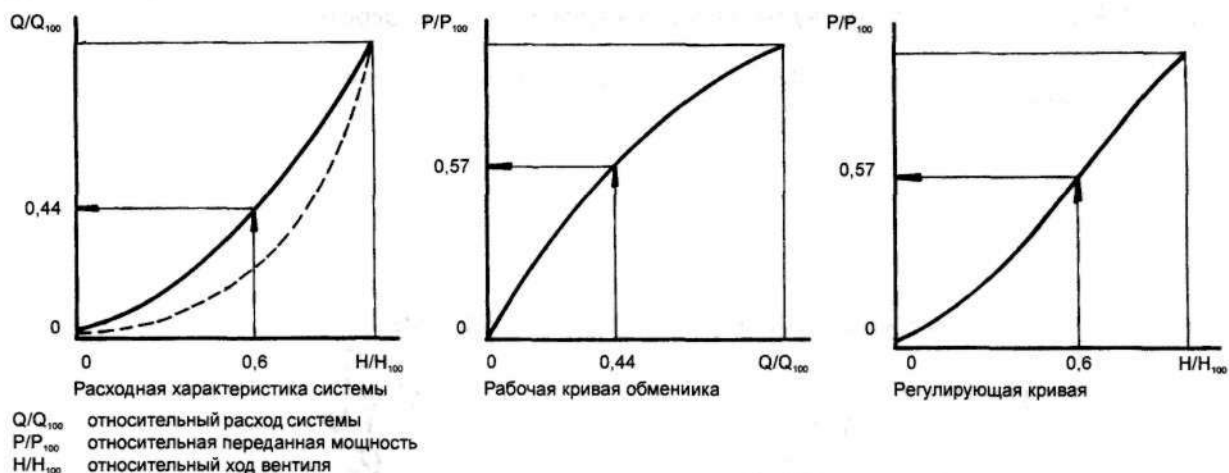


Рис. 2.6. Регулирующая характеристика процесса

На рис. 2.6 в левой части пунктиром обозначена идеальная расходная характеристика регулирующего вентиля, а полной линией его деформированная кривая (расходная характеристика или кривая системы). Очень важно понять, что зависимость расхода среды определена именно расходной характеристикой целой трубопроводной системы, но ни в коем случае только характеристикой вентиля (см. гл. 2.5 и 2.5.1), следовательно, практически невозможно корректно рассчитать регулирующий вентиль без минимальных знаний взаимосвязанных влияний (авторитет, который с точки зрения гидравлики описывает целую гидравлическую цепь).

2.7. Расчет K_v значения

2.7.1. Несжимаемые жидкости

Коэффициенты расхода или потерь вентиля определены и измерены как объемный расход воды в определенных условиях. Для коэффициента K_{vs} как объемный расход воды, температура которой 15°C , через вентиль при перепаде давления 1 бар (100 kPa), при условии четко определенного размещения отбора давления, при сохранении развитого турбулентного потока ($Re > 10\,000$) и при достаточной удаленности точек измерения от возможного возникновения кавитации.

На практике при помощи данного коэффициента можно определить расход жидкой среды через вентиль при соблюдении вышеприведенных условий, а именно, располагая данными о моментальном статическом давлении перед и за вентиляем практически на входе и выходе в и из вентиля, сохраняя развитый турбулентный поток, при достаточном статическом давлении за вентиляем, которое превышает давление насыщенных паров данной среды, и, разумеется, или при знании свойств среды (хотя бы плотности). Немного сложнее и менее

точно можно рассчитать расход через вентиль и при возникновении кавитации или $Re < 10\,000$, но подробное объяснение этой проблемы выходит за рамки данной главы.

Расход при Re меньше, чем $10\,000$, кавитация и испарение понижают значения расхода по сравнению с указанными формулами:

$Q =$	$S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}}$	$A_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}}$	$N \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}}$
$Q_m =$	$S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}$	$A_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}$	$N \cdot K_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}$

Таб. 2.1. Расчетные отношения для расхода несжимаемых жидкостей

где $N = \frac{1}{36000}$ [$m^3 \cdot h$] и величины в таб. 2.1 приведены в единицах

Q [$m^3 \cdot s^{-1}$]
 Q_m [$kg \cdot s^{-1}$]
 Δp [Pa]
 ρ [$kg \cdot m^{-3}$].

В технической практике чаще используются формулы в форме

$$Q = 100 \cdot K_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_1}} \quad \text{или} \quad K_v = \frac{1}{100} \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{\rho_1}{\Delta p}}$$

$$Q_m = 100 \cdot K_v \cdot \sqrt{\Delta p \cdot \rho_1} \quad \text{или} \quad K_v = \frac{1}{100} \cdot \frac{Q_m}{\sqrt{\Delta p \cdot \rho_1}}$$

где величины приведены в единицах

Q - объемный расход [$m^3 \cdot h^{-1}$]
 Q_m - массовый расход [$kg \cdot h^{-1}$]
 Δp - потеря давления [MPa]
 ρ - объемная масса (плотность) [$kg \cdot m^{-3}$]

Влияние числа Рейнольдса можно компенсировать коэффициентом F_R , из рис. 2.7.

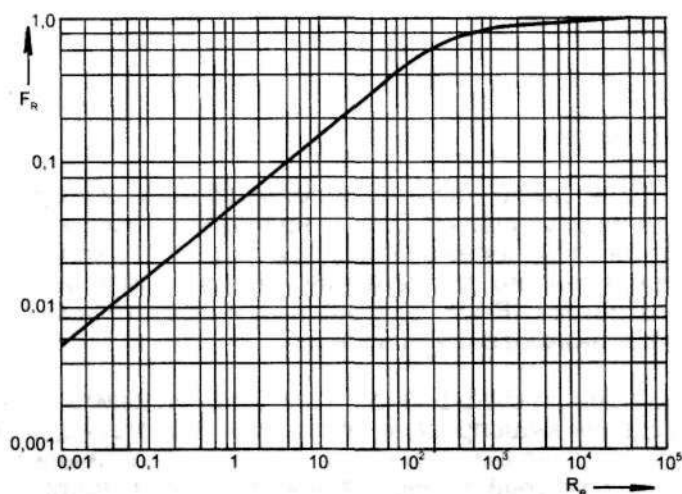


Рис.2.7 Компенсирующий коэффициент F_R

Объемный расход через вентиль рассчитаем как $Q_R = F_R \cdot Q$, массовый расход через вентиль $Q_{mR} = F_R \cdot Q_m$, где Q и Q_m значения расхода, вычисленные по формулам в таб. 2.1.

Расчет снижения расхода в зависимости от влияния кавитации или испарения так просто уже осуществить нельзя. Кроме того, речь идет об областях расхода, которые подвергают повышенной нагрузке регулируемую систему вентиля и вентиль в целом, являясь допустимыми только для специально сконструированных и рассчитанных вентилях.

2.7.2. Сжимаемые жидкости

Формулы для расчета расхода сжимаемых жидкостей через регулирующий вентиль, как и несжимаемых жидкостей, основаны на уравнении Бернулли и уравнении непрерывности. Поведение сжимаемой среды принималось во внимание при введении уравнения состояния реального газа в виде

$$p \cdot V = Z \cdot n \cdot R \cdot T,$$

где

p	абсолютное давление газа	[Pa]
V	объем газа	[m ³]
n	количество вещества	[mol]
Z	коэффициент сжимаемости	[1]
R	молярная газовая постоянная	[J.mol ⁻¹ .K ⁻¹]
T	абсолютная температура газа	[K]

Объем газа выражаем при помощи плотности как $V = \frac{m}{\rho}$, где m - масса газа [кг].

$$\text{Следовательно } \rho = \frac{p}{R \cdot T} \cdot \frac{m}{n} \cdot \frac{1}{Z}$$

и подстановкой в уравнение для массового расхода (2) получим

$$Q_m = Y \cdot S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{x \cdot M}{R \cdot T_1 \cdot Z}},$$

где

Y	расширительный коэффициент	[1]
x	относительный перепад давления	
индекс	задает значение величины на входе в вентиль	

Для расчета объемного расхода в нормальных условиях Q_n , воспользуемся соотношением

$$Q_n = \frac{Q_m}{\rho_n}, \text{ где } \rho_n = \frac{p_n \cdot M}{R \cdot T_n},$$

где

ρ_n	плотность газа в нормальном состоянии	[kg.m ⁻³]
p_n	абсолютное давление газа в нормальном состоянии	$p_n = 101\,325 \text{ Pa}$
T_n	абсолютная температура газа в нормальном состоянии	$T_n = 273 \text{ K}$

$$\text{Следовательно } Q_n = \frac{T_n}{p_n} \cdot \sqrt{R} \cdot Y \cdot S_a \cdot \sqrt{\frac{2}{\zeta}} \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{x}{M \cdot T_1 \cdot Z}}.$$

Эти два соотношения приняты как основа для расчета расхода сжимаемых жидкостей согласно IEC 534-2-2,1980. Приведением соотношений можно получить аналогичные зависимости для K_v , A_v и C_v .

Наибольшей проблемой является определение расширительного коэффициента Y , где

проявляются трудно определяемые в количественном отношении влияния других факторов (отношение наименьшего живого сечения и входа в вентиль, форма проточных каналов, относительный перепад давления, число Рейнольдса, изоэнтропийный показатель). Поэтому в технической практике пользуются упрощенными соотношениями, приведенными в таб. 2.2. Эти соотношения хорошо согласуются с вычислением согласно IEC для подкритических напорных отношений, отклонения можно установить в области от критического до сверхкритического расходов. Результаты анализа отношений, используемых разными производителями регулирующих вентилях, который проводился для международной комиссии по стандартизации IEC, (модель: прямой вентиль DN 25, фасонный конус, Kvs = 10, сухой воздух, p1 = 400 кПа, 293 К) изображены на рис.2.8. Приведенные расчетные соотношения соответствуют также методике расчетов фирмы LDM.

		Подкритический перепад давления $\Delta p < \frac{p_1}{2}$	Сверхкритический перепад давления $\Delta p \geq \frac{p_1}{2}$
Газ	Kv =	$\frac{Q_n}{5141} \cdot \sqrt{\frac{\rho_n \cdot T_1}{\Delta p \cdot p_2}}$	$\frac{2 \cdot Q_n}{5141 \cdot p_1} \cdot \sqrt{\rho_n \cdot T_1}$
Перегретый пар	Kv =	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{v_2}{\Delta p}}$	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot v}{p_1}}$
Насыщенный и мокрый пар	Kv =	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{v_2 \cdot x}{\Delta p}}$	$\frac{Q_m}{100} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot v \cdot x}{p_1}}$

Таб. 2.2. Упрощенные соотношения для расхода сжимаемых жидкостей через вентиль

Предупреждение: соотношения, изображенные в таб. 2.2 действительны при использовании следующих единиц:

обозначение	название	единица
Kv	Коэффициент расхода	m ³ .h ⁻¹
p ₁	Абсолютное давление перед регулирующим вентилем	MPa
p ₂	Абсолютное давление за регулирующим вентилем	MPa
Δp	Перепад давления на вентиле (=p ₁ -p ₂)	MPa
Q	Объемный расход в рабочем режиме p ₁ , T ₁	m ³ .h ⁻¹
Q _a	Объемный расход в нормальном состоянии (273 К, 0,101MPa)	m ³ .h ⁻¹
Q _m	Массовый расход в рабочем режиме p ₁ , T ₁	kg.h ⁻¹
T ₁	Абсолютная температура на входе в вентиль	К
v	Удельный объем пара при температуре T ₁ и давлении p ₁ /2	m ³ .kg ⁻¹
v ₂	Удельный объем пара при температуре T ₁ и давлении p ₂	m ³ .kg ⁻¹
x	Относительное массовое содержание насыщенного пара в мокром пару	1
ρ _a	Плотность газа в нормальном состоянии	kg.m ⁻³

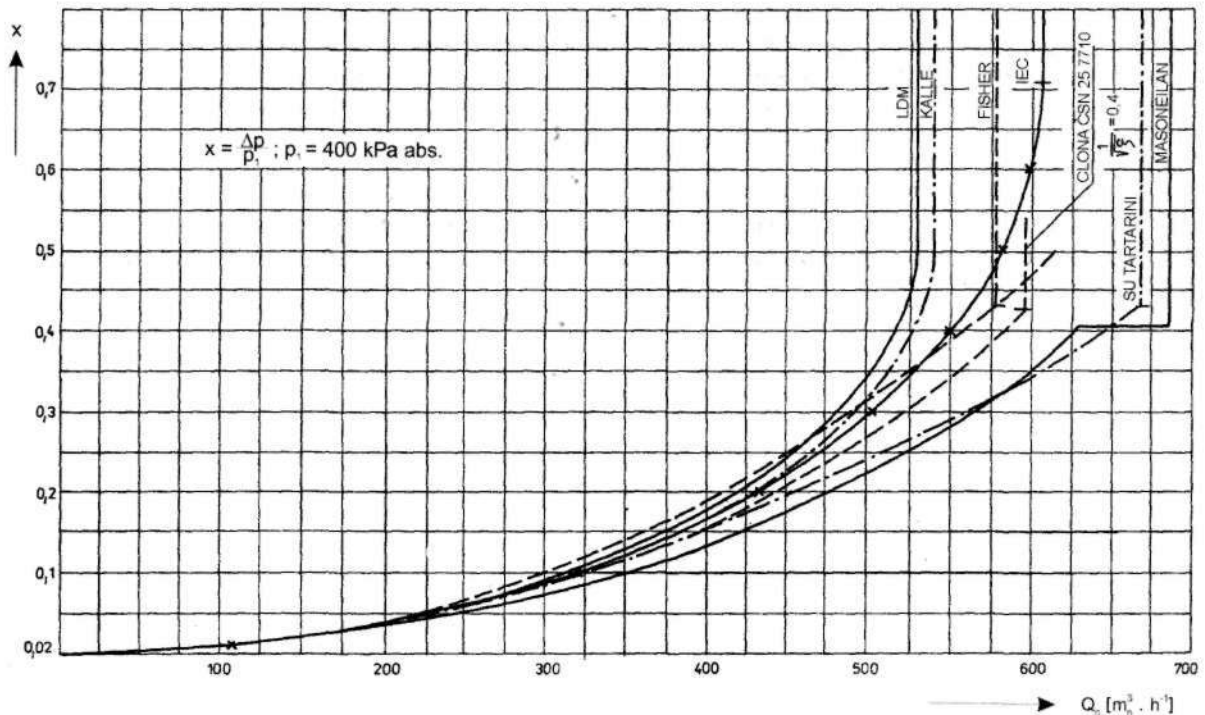


Рис. 2.8. Конфронтация результатов расчетов расхода сжимаемых жидкостей через регулирующий вентиль

В случае расчета сжимаемых сред, состояние которых приближается к границе сжижения (насыщенный и мокрый пар, и т. п.), целесообразно воспользоваться вычислительными программами, созданными специально с этой целью. Необходимо соблюдать определенную осторожность при расчетах вентилях на высокие перепады давления, например, сильно перегретый пар, где применяются многоступенчатые редукиции давления. Необходимо знать, для какой среды и каких параметров предназначен Kvs вентиля. Поэтому лучше спецификацию вентиля в таких случаях оставить в компетенции производителя.

2.8. Кавитация

Кавитацией называют такое явление, при котором в жидкости наблюдается образование и разрушение большого количества пузырьков, наполненных парами жидкости, происходящее в результате местного понижения давления. Это состояние выразительно снижает долговечность деталей, подверженных действию кавитации, и сопровождается повышенным шумом и вибрациями, причем кавитация у вентилях возникает тогда, когда статическое давление среды при протекании через вентиль будет ниже значения парциального давления насыщенных паров среды. Обычно явление кавитации возникает в области самого узкого прохода, где скорость течения самая высокая. Подробно о возникновении и действии кавитации говорится в гл. 6. Здесь ограничимся контролем возникновения кавитации, который в сомнительных случаях должен быть составной частью расчета каждой регулирующей арматуры.

У регулирующих вентилях с одноступенчатой редукицией (практически каждый случай в коммерческой области отопления и охлаждения) кавитация может развиваться в случае, если выполнено условие

$$(p_1 - p_2) \geq 0,6 \cdot (p_1 - p_s),$$

где

p_1	входное давление	[MPa]
p_2	давление за вентилем	[MPa]
p_s	давление насыщенных паров среды при конкретной температуре	[MPa]

В случае вероятности возникновения развернутой кавитации следует выбрать для регулирующих вентилей дроссельную систему с повышенной кавитационной стойкостью, т.е. использовать перфорированный конус или конус и седло с наплавкой уплотнительных поверхностей слоем твердого сплава (стеллит). Можно применить многоступенчатую редукцию, тем не менее, использование таких вентилей относится, скорее, к области теплофикации и энергетики.

Для быстрого определения возникновения кавитации в регулирующем вентиле с одноступенчатой редукцией, может быть использована диаграмма на рис. 2,9, где Δp_{\max} есть максимально допустимый перепад давления, с точки зрения кавитации, при данных условиях.



Диаграмма для определения возникновения кавитации в регулирующем вентиле с одноступенчатой редукцией. Показывает зависимость перепада давления от расхода. Максимально допустимый перепад давления обозначен как Δp_{\max} .

Параметры, влияющие на кавитацию:

- Расход Q (м³/ч)
- Перепад давления Δp (кгс/см²)
- Максимально допустимый перепад давления Δp_{\max}

Диаграмма позволяет определить, при каком расходе и перепаде давления возникнет кавитация в регулирующем вентиле с одноступенчатой редукцией.

Зависимость Δp_{\max} на входе в давление p_1 и температуре воды с точки зрения возникновения кавитации

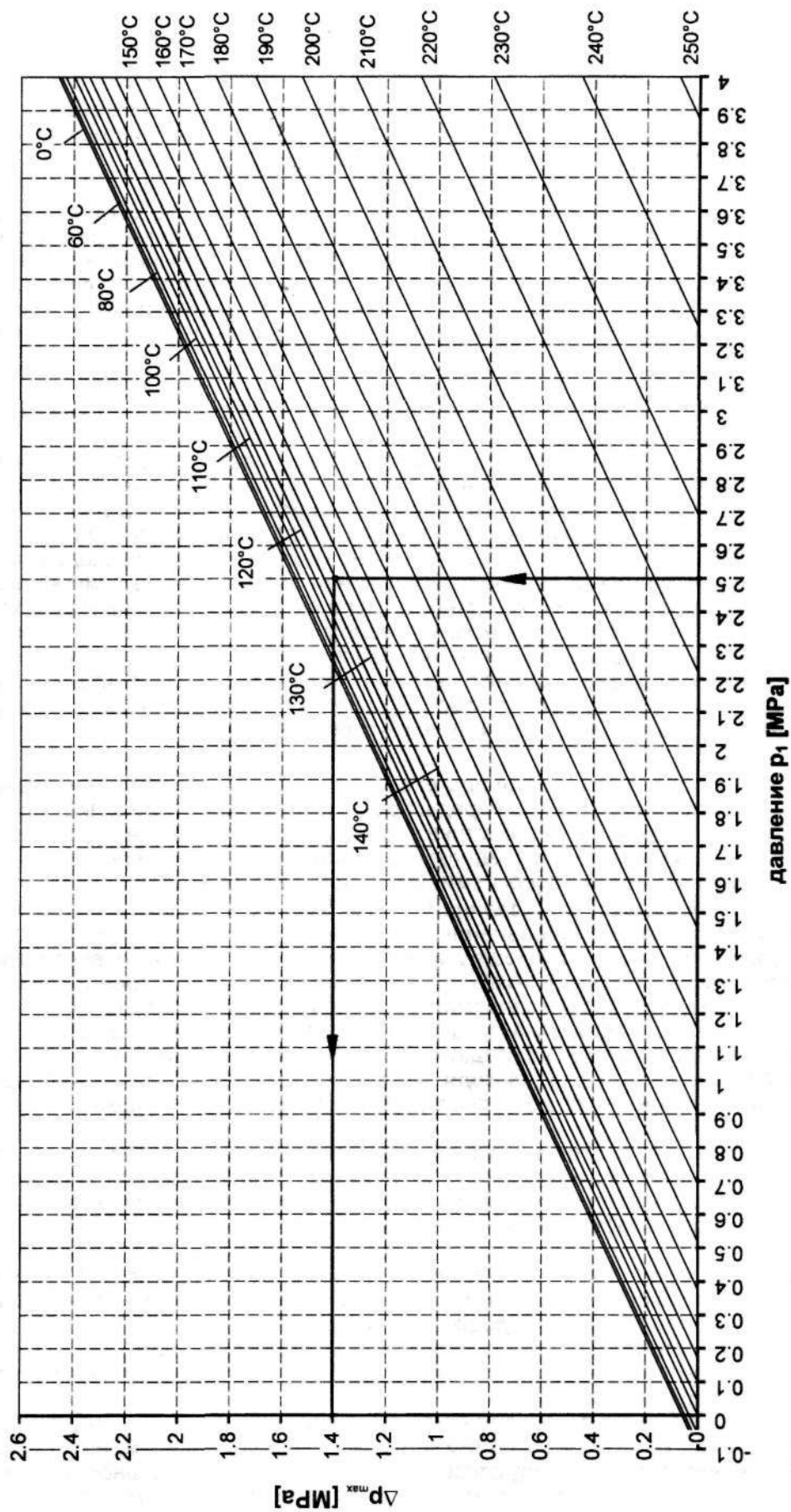


Рис. 2.9. График зависимости возникновения кавитации

2.9. Расчет регулирующих вентилей

При расчете регулирующих вентилей необходимо рассмотреть все основные характеристики и свойства вентиля. Это касается главных вопросов выбора материала корпуса, материала сальника, определения условного давления и присоединительных размеров. Процесс выбора такой же, как и у обычных запорных вентилей.

Кроме того, для регулирующей арматуры нужно подобрать соответствующую дроссельную систему с учетом перепада давления и других условий расхода среды через вентиль (кавитация, испарение среды, абразивные включения, течение сжимаемых сред при сверхкритическом перепаде давления и т. д.), а также привод, который в определенной степени влияет на исполнение вентиля (разгруженный, неразгруженный, прямой, реверсивный). Вышеназванное является главным критерием для выбора конструктивного исполнения вентиля.

Сделав выбор, можем уделить внимание расчету регулирующих свойств вентиля.

Основной функцией регулирующей арматуры является регулирование расхода или потери давления в трубопроводной системе до заданного значения посредством переменного коэффициента расхода. Регулирующая арматура в отрегулированной системе в действительности показывает не то значение коэффициента расхода Kvs , на которое была рассчитана, а такое моментальное значение коэффициента расхода или потерь, которое установлено регулятором после достижения требуемого регулируемого значения. Это значит, что в конкретный момент находится значение коэффициента расхода между нулем (положение закрыто) и условным значением (полностью открыто). Плавность и тонкость регулирования заданы положением рабочей точки на регулирующей характеристике управляемого процесса, значит, как было указано выше, в значительной степени зависят от моментального положения рабочей точки на расходной характеристике регулирующей арматуры и всей системы (значительное влияние авторитета).

Рабочая кривая потребителя протекающей среды, следовательно, зависимость регулируемой величины от расхода среды через потребитель, определяет положение рабочей точки на расходной характеристике системы. В случае, если не существуют точные зависимости, целесообразно определить, как минимум, три основных рабочих состояния при максимальном, номинальном и минимальном расходе среды.

Гидравлические потери давления всей трубопроводной сети, вычтенные из моментальной доступной разности давления на источнике, определяют при данном отборе доступное давление на регулирующем вентиле, которое будет этим вентилем переработано. Необходимо подчеркнуть, что гидравлическая потеря трубопроводной системы не постоянная, а квадратически зависящая от расхода среды через эту систему. Следует иметь в виду, что характеристика источника тоже непостоянная, но, благодаря внутреннему сопротивлению источника, падает доступный перепад давления на источнике (высота напора насоса и т. д.). Исходя из вышесказанного, необходимо уделить большое внимание определению доступного давления p на регулирующем вентиле.

В каждом из трех состояний будет другой перепад давления на вентиле, поэтому для каждого из них нужно отдельно рассчитать Kv коэффициент вентиля. И только после обсуждения всех результатов расчетов можем выбрать Kvs коэффициент вентиля. Но предварительно следует ответить на вопросы:

- Действительно ли требуется вычисленный максимальный расход через вентиль?
- Есть ли необходимость в этом состоянии еще регулировать (повышать расход в зависимости от других регулирующих параметров)?
- Что случится, если не будет достигнуто требуемого расхода?
- Где находится рабочая точка (ход при выбранной характеристике) вентиля при регулировании условного расхода?
- Где располагается рабочая точка вентиля при регулировании минимального количества?
- Реально ли регулировать одним вентилем максимальный и минимальный расход?
- Что случится, если не буду способен регулировать минимальное количество?
- Что лучше - недостижение максимального или минимального расходов?

Несмотря на то, что предыдущие вопросы могут показаться опытным проектантам само собой разумеющимися, полезно их задать, т. к. в них содержится не только расчет при условных значениях, но и реальное рабочее состояние при частичной загрузке, которое на практике создает проблемы, касающиеся качества регулировки, особенно в горячеводных установках.

И только теперь можем выбрать значение Kvs . В случае необходимости достижения максимального расхода рекомендуем повысить данное значение на 25 до 30%, что включает в себя как возможное минусовое отклонение максимального Kv значения от Kvs (-10%), так и деформацию расходной характеристики (гидравлические потери и падение давления источника, засорение фильтра, авторитет вентиля). Повышение значения Kvs необходимо в случаях, особенно в технологических процессах, когда требуется от оборудования определенная способность выдерживать перегрузки.

В реальной практике в отоплении, наоборот, чаще рекомендуется выбирать Kvs значение ближайшее низшее, так как нередко не проводятся ни тепловые, ни гидравлические расчеты, напорные и расходные отношения, к сожалению, отгадываются, причем здесь проявляется тенденция подстраховки. Если первое завышение размеров отопительной системы начинается при расчетах тепловых потерь, продолжается при выборе теплоотдающей поверхности, трубопроводной сети, заканчивается источником тепла, то не удивительно, что процентное завышение отопительной системы бывает довольно высоким. Кроме того, большее влияние на изменение мощности оказывает температура подачи или температурный градиент, чем расход. Поэтому вышеупомянутая подстраховка оказывается лишней.

После выбора Kvs желательно проконтролировать регулирующий диапазон вентиля. Если отношение

$$\frac{Kvs}{Kv \min}$$

приближается или даже превышает значение теоретического регулирующего отношения вентиля, следует задуматься, как избежать проблемы с регулированием минимального количества. Прежде всего, следует установить, существует ли возможность повышения авторитета вентиля. Существуют две возможности: повысить давление источника в области полной мощности или снизить гидравлические потери на трубопроводной трассе. При отсутствии таких возможностей следует использовать более качественный ventиль с высшим регулирующим отношением (при наличии) или решить регулирование минимального количества при помощи меньшего вентиля, параллельно присоединенного к главному вентилю (параллельно включенные ventили).

О критериях выбора расходной характеристики уже упоминалось раньше. Прежде всего, необходимо позаботиться, чтобы регуляция работала хорошо и в полном диапазоне, т. Е., чтобы регулирующая характеристика всего управляемого процесса приближалась к идеальной линейной зависимости. Если это невозможно, следует выбрать приоритетное рабочее состояние. Линейная характеристика больше подходит для области высших относительных расходов и при высоком авторитете вентиля, равнопроцентную характеристику, наоборот, целесообразно использовать там, где требуется хорошая чувствительность регулирования при малых относительных расходах и при низшем авторитете вентиля. Параболическая зависимость представляет собой компромисс между обеими вышеуказанными характеристиками. Характеристика LDMspline® - это оптимизированный (форма соответствует статистически чаще всего характеристике теплообменника типа вода-вода) вариант, выведенный из равнопроцентной характеристики, с той разницей, что содержит в себе деформацию расходной кривой и по сравнению с равнопроцентной характеристикой имеет высшую чувствительность в начале и конце хода.

2.9.1. Специфика расчета трехходового регулирующего вентиля

Трехходовые регулирующие ventили в настоящее время с успехом используются в решении регулируемых узлов, благодаря их способности смешивать (или распределять) теплоноситель в требуемом соотношении для достижения необходимой температуры. Обычно трехходовая арматура на входах обозначается буквами, вход примарной (первичной)

воды обозначается буквой А, труба короткого соединения (обратная ветвь) буквой В, и общий выход (постоянно открытый) АВ. Для беспроблемной функции смешивания следует следить за тем, чтобы входы А и В не были нагружены разным дифференциальным давлением (перепадом давления). В противном случае могут возникнуть проблемы с возможным поворотом течения во входе В в определенных рабочих условиях, что может вызвать частичную или полную потерю смешивательной функции.

Трехходовые регулирующие вентили могут использоваться в качестве смесителя или распределителя, если позволяет конструкция, о чем должна свидетельствовать проектная документация производителя.

Расчет трехходового регулирующего вентиля отличается своей спецификой, особенно там, где технологическое включение предполагает нагрузку входа А дифференциальным давлением.

В следующей части мы предлагаем вашему вниманию способ проектирования и расчета трехходового регулирующего вентиля согл. рис. 2.10., которые часто применяются в связи с простотой (кажущейся) в зависимых по давлению присоединениях.

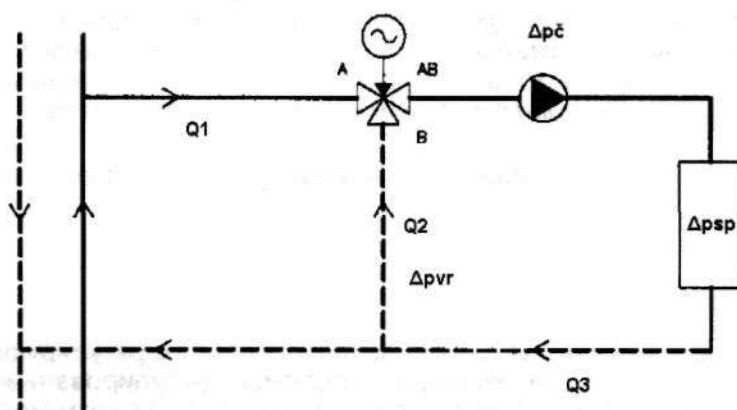


Рис. 2.10. Трехходовой смесительный вентиль, нагруженный дифференц. давлением

Для определения поведения трехходового регулирующего вентиля его можно заменить двумя регулирующими вентилями, которые имеют одинаковый Kvs , избирательную характеристику ветвей А и В, а для их общей зависимости хода действительно: $h_A = 1 - h_B$, (см. рис.2.11).

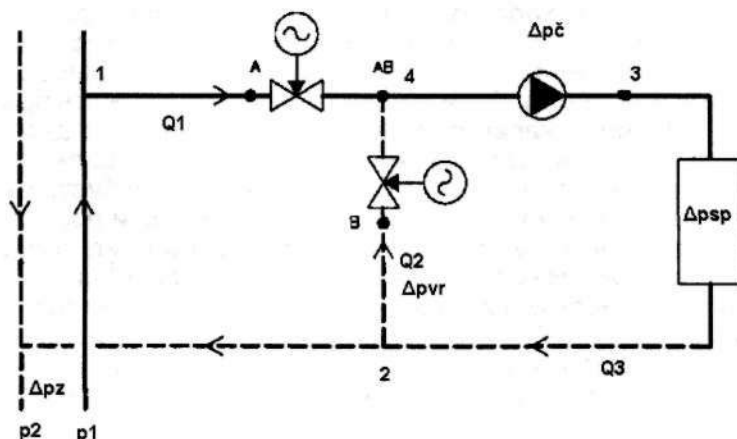


Рис. 2.11. Замена трехходового смесительного вентиля двумя двухходовыми вентилями.

Для удобства осуществим выводение по упрощенным формулам для вычисления Kv , действительным для воды, следовательно, предположим, что константная плотность воды $\rho = 1000 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$, предположим развернутый турбулентный поток и возможность возникно-

вения кавитации.

Для указанной схемы действительно следующее:

- система нагружена перепадом давления между подачей и обратным трубопроводом Δp_z
- давление насоса Δp_c не зависит от циркуляционного количества (подачи)
- пренебрегаем сопротивлениями подающей части трубопровода между точкой 2 и присоединением обратного трубопровода
- определим размеры вентиля для номинального расхода Q_{3nom} , который должен протекать через систему при полностью закрытой ветви А и полностью открытой ветви В. При таком номинальном расходе потеря давления потребителя, включая трубопровод от точки 4 до точки 2, равна Δp_{sp} , потеря давления обратной ветви от точки 2 до точки 4, не считая потери на вентиле 2, равна Δp_{vr} . Для вентиля должно быть выполнено условие

$$Kvs \geq \frac{Q_{3nom}}{\sqrt{\Delta p_c - \Delta p_{sp} - \Delta p_{vr}}}$$

При практическом расчете выберем ближайший Kvs коэффициент из предложенного ряда данного типа вентиля.

- значения коэффициентов Kv_A и Kv_B - зависимы от хода h вентиля А, как уже было замечено при замене трехходового вентиля двумя двухходовыми. Расчет действителен для любой характеристики в обеих ветвях, только при конкретном числовом вычислении следует подставить в формулы правильную функцию, соответствующую выбранной характеристике.

При расчете требуется Kv коэффициенты отдельных ветвей, которые найдем из нормальных параметров цепи, следовательно, из значений расхода Q_{3nom} и перепадов давлений Δp_{sp} и Δp_{vr} , которые возникнут именно при таком расходе. Значит

$$Kv_{sp} = \frac{Q_{3nom}}{\sqrt{\Delta p_{sp}}}$$

$$Kv_{vr} = \frac{Q_{3nom}}{\sqrt{\Delta p_{vr}}}$$

Введем приведенный Kv коэффициент обратной ветви В Kv_{Bred} , где последовательно включены коэффициент обратной ветви Kv_{vr} и коэффициент Kv_B регулирующего вентиля В. Для такого включения действительно:

$$\frac{1}{Kv_{Bred}^2} = \frac{1}{Kv_B^2} + \frac{1}{Kv_{vr}^2}$$

Предположим, что при открытии ветви А будет давление p_2 выше, чем давление p_4 , следовательно, не произойдет поворот течения в обратной ветви. В связи с этим для отдельных расходов действительно $Q_3 = Q_1 + Q_2$ и на основании соотношения

$$Q = Kv \cdot \sqrt{\Delta p}$$

получаем:

$$Q_3 = Q_1 + Q_2$$

$$Q_1^2 = Kv_1^2 \cdot (p_1 - p_4)$$

$$Q_2^2 = Kv_{2red}^2 \cdot (p_2 - p_4)$$

$$Q_3^2 = Kv_{sp}^2 \cdot (p_3 - p_2)$$

Из схемы вытекают следующие соотношения:

$$\Delta p_{\dot{c}} = p_3 - p_4$$

$$\Delta p_z = p_1 - p_2$$

$$p_2 = konst$$

Разумеется, что в данной математической модели не зависит вычисление расхода от величины статического давления в системе (здесь на предполагается ограничение расхода из-за влияния кавитации). Поэтому упростим систему уравнений при условии, что $p_2 = 0$.

Таким образом мы получили систему семи уравнений с семью неизвестными $Q_1, Q_2, Q_3, p_1, p_2, p_3$ и p_4 , которая описывает нам течение через систему от начала хода вентиля до точки перехода, при условии, что $Q_2 = 0$, следовательно $Q_1 = Q_3, p_4 = p_2 = 0$. Из вышеприведенных уравнений видно, что точка перехода наступает при ходе h вентиля А, для которого действительно:

$$Kv_{zv} = Kv_{sp} \cdot \sqrt{\frac{\Delta p_{\dot{c}}}{\Delta p_z}}$$

Если выбранный Kvs коэффициент трехходового регулирующего вентиля больше, чем значение Kv_{zv} соответствующее точке перехода, то произойдет, при открывании вентиля выше значения хода h , принадлежащего Kv коэффициенту точки перехода Kv_{zv} , поворот течения в ветви В. Математическую модель, описывающую поведение системы следует преобразовать:

$$Q_3 = Q_1 - Q_2$$

$$Q_1^2 = Kv_A^2 \cdot (p_1 - p_4)$$

$$Q_2^2 = Kv_{Bred}^2 \cdot (p_4 - p_2)$$

$$Q_3^2 = Kv_{sp}^2 \cdot (p_3 - p_2)$$

$$\Delta p_{\dot{c}} = p_3 - p_4$$

$$\Delta p_z = p_1 - p_2$$

$$p_2 = konst$$

Эти семь уравнений описывают поведение системы от значения хода вентиля большего, чем значение, соответствующее Kv коэффициенту точки перехода Kv_{zv} (в соответствии с выбранным значением Kvs и расходной характеристикой ветви А вентиля), до полного открытия.

Приведенные уравнения можно решить при помощи подобранного числового метода, поскольку точное решение этой системы очень сложное. Вычислительная программа Вентили 2004, созданная фирмой LDM, решает семь основных типов включения двух и трехходовых вентилях в смесительной или распределительной функции. На следующих рисунках продемонстрировано ее применение для вышерешенного примера. Поступаем в таком порядке:

В программе Вентили 2004 откроем закладку с надписью: **Контроль расхода через трехходовой вентиль.**

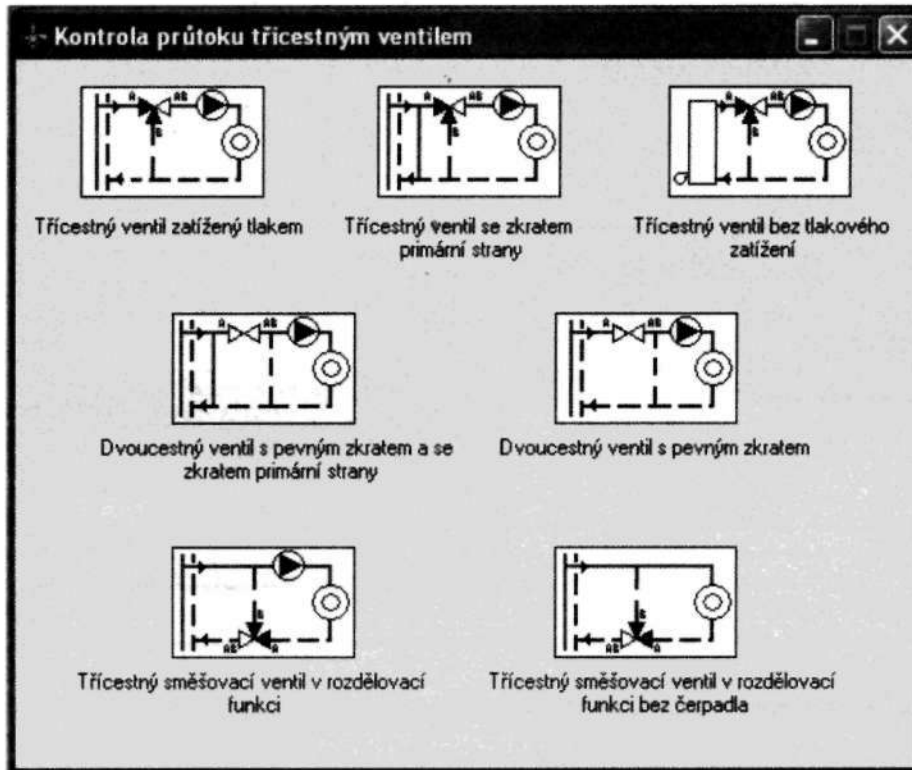


Рис. 2.12. Окно "Контроль расхода через трехходовой вентиль".

Решенному примеру соответствует верхняя схема слева. После того, как окно откроется, появится следующее окно с предварительно определенными значениями, которые можно изменять в зависимости от конкретного случая. Если оставим первоначальные значения, то увидим, что следует определить размеры и проконтролировать смесительный вентиль, чтобы по цепи потребителя протекало номинальное количество (подача) $3 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$ при давлении насоса 0,6 бар. При таком расходе у нас уже вычислено сопротивление ветви потребителя 0,4 бар, в обратной ветви 0,05 бар. Цепь нагружена перепадом давления между подачей и обратным течением 0,4 бар. Предполагаем применение смесительного вентиля с линейной характеристикой в обеих ветвях.

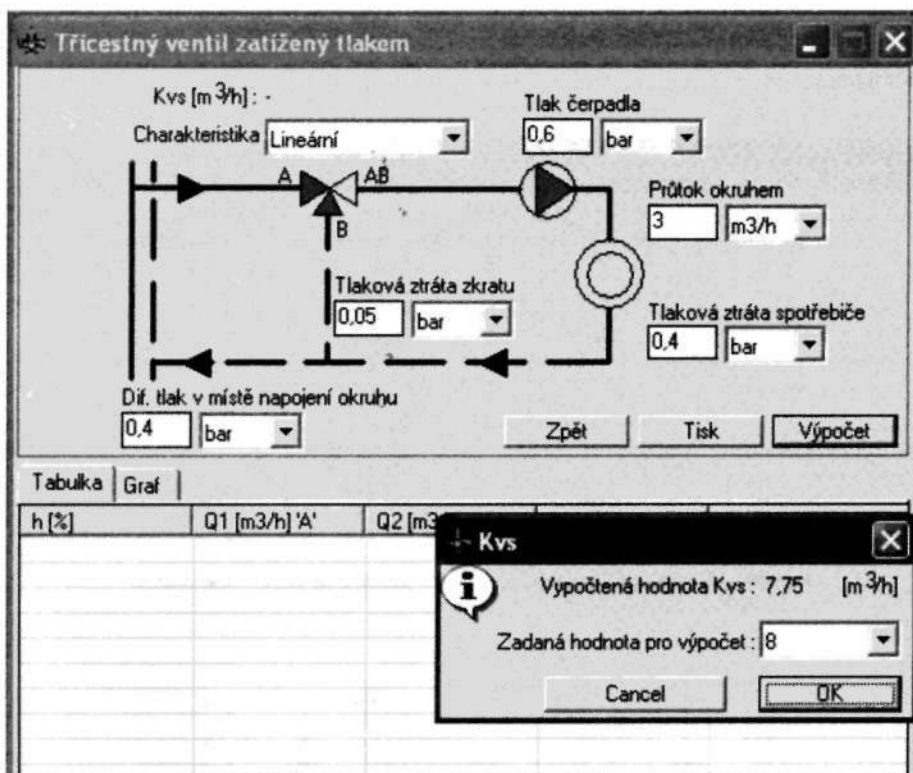
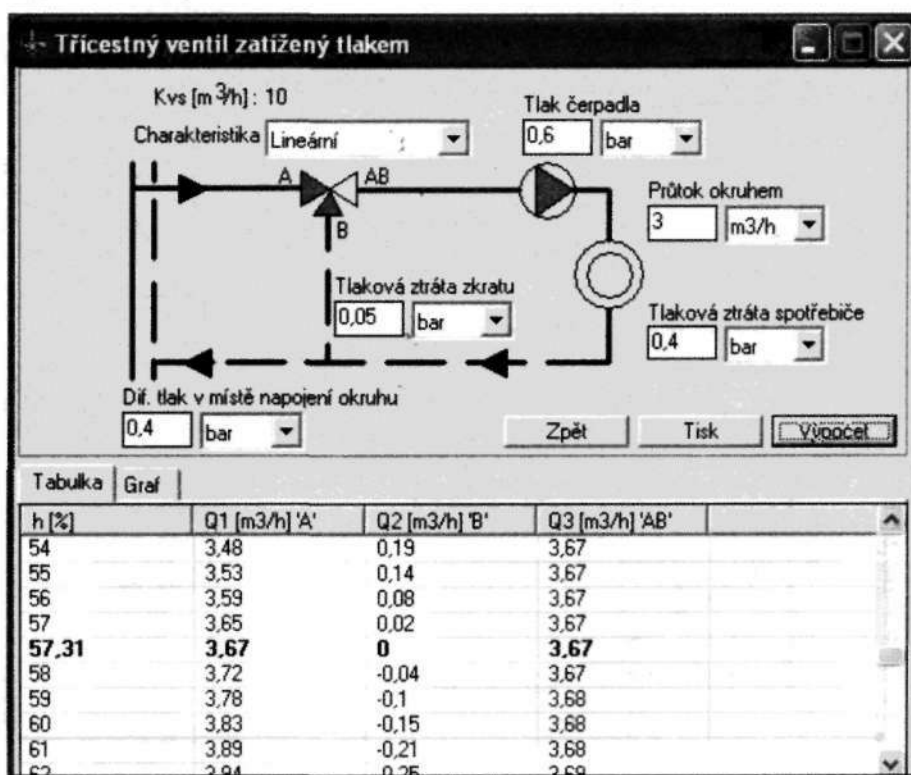


Рис. 2.13. Вычисление Kv трехходового вентиля в программе Вентили 2004

Выполнив щелчок по кнопке **Výpočet** в соответствии с рис. 2.13 появится новое окно, информирующее о вычисленном значении $Kv=7,75 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ и предлагающее сделать выбор коэффициента Kvs. Из предложенных значений выбираем значение 10. В нижней части окна увидим вычисленные значения расхода Q 1, Q2 и Q3 при отдельных процентах хода. Жирно-напечатанный ряд информирует о достижении точки перехода при 57,31% хода (см. рис. 2.14).



Рим. 2.14. Точка перехода для приведенного примера

Открыв закладку **Graf** появится графическое изображение расхода через систему, причем значению 100% соответствует не выбранное номинальное значение $3 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$, а действительное достигнутое максимальное значение расхода через ветви, т. е. в данном случае $Q_{1\text{макс}} = 4,56 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$.

Можем также убедиться, что значение расхода ветви потребителя нигде не падает ниже требуемого значения $Q_3 \text{ ном}$.

С таким программным обеспечением можно осуществлять детальный анализ для различных видов и типов арматуры в каждом конкретном случае. Проводя последовательную проверку возможных рабочих состояний, можно обнаружить еще в процессе разработки проектной документации проблемы, которые могли бы возникнуть во время эксплуатации.

Например, можем сравнить уместность отдельных расходных характеристик для данного случая. На рис. 2.15, 2.16 и 2.17 видим постепенное графическое изображение расхода через описанную систему при линейной, равнопроцентной и LDMspline® характеристиках в ветви A. Очевидно, что равнопроцентная и LDMspline® характеристики для данного случая подходят больше, т. к. позже достигается точка перехода и для регулирования имеется в распоряжении больший диапазон хода. Кроме того, у LDMspline® характеристики в отличие от равнопроцентной характеристики не возникает характерное понижение расхода через потребитель в начале хода, расход поддерживается на почти идеальном постоянном значении, что улучшает регулирование подачи тепла в переходной период.

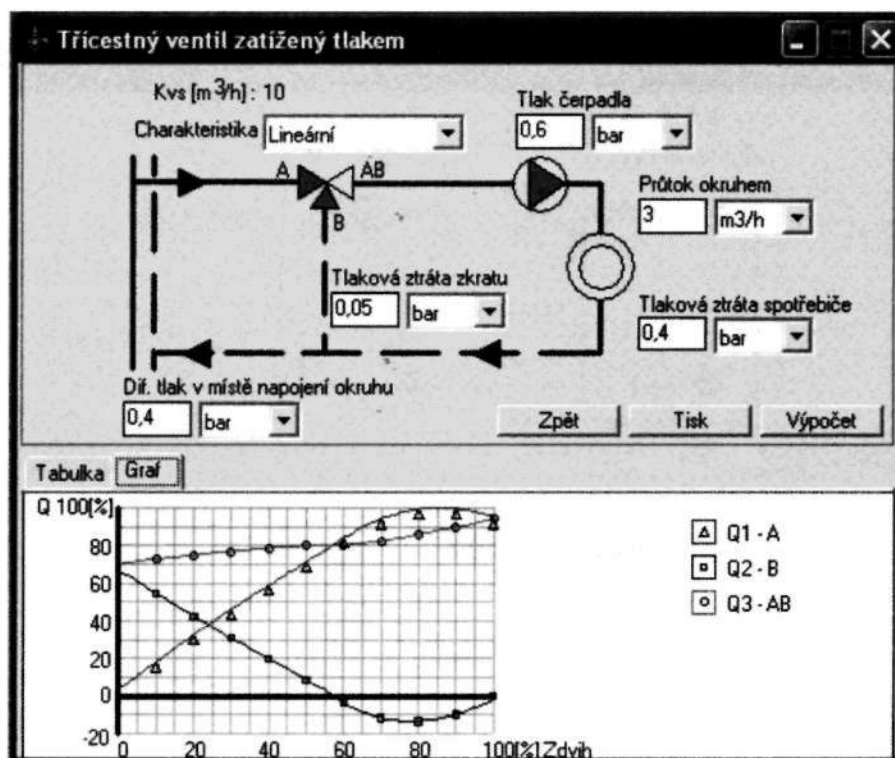


Рис. 2.15. Процесс смешения при линейной характеристике

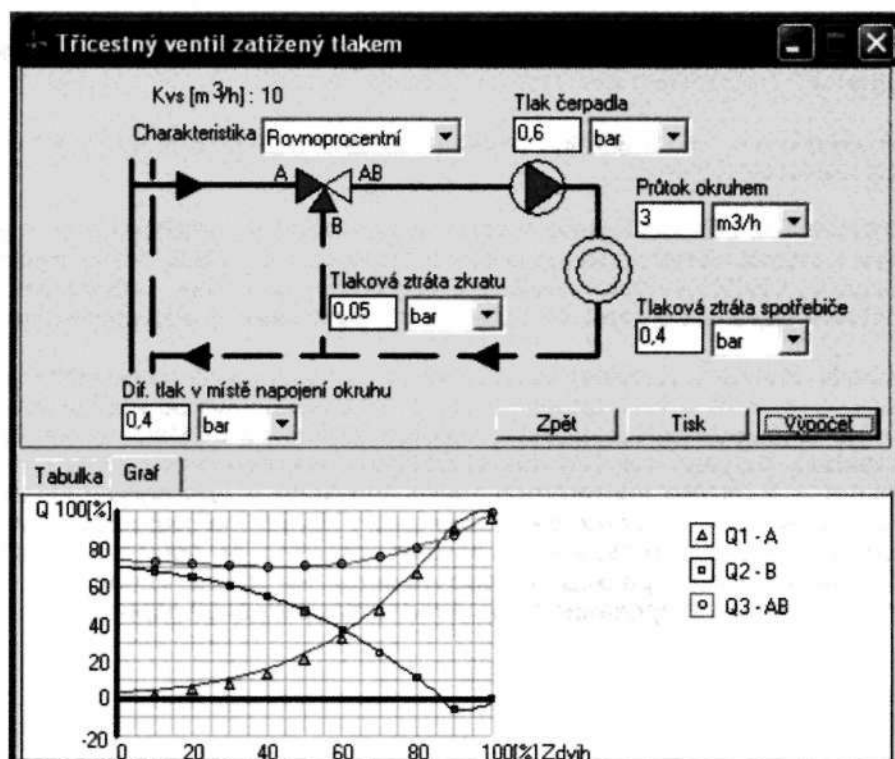


Рис. 2.16. Процесс смешения при равнопроцентной характеристике

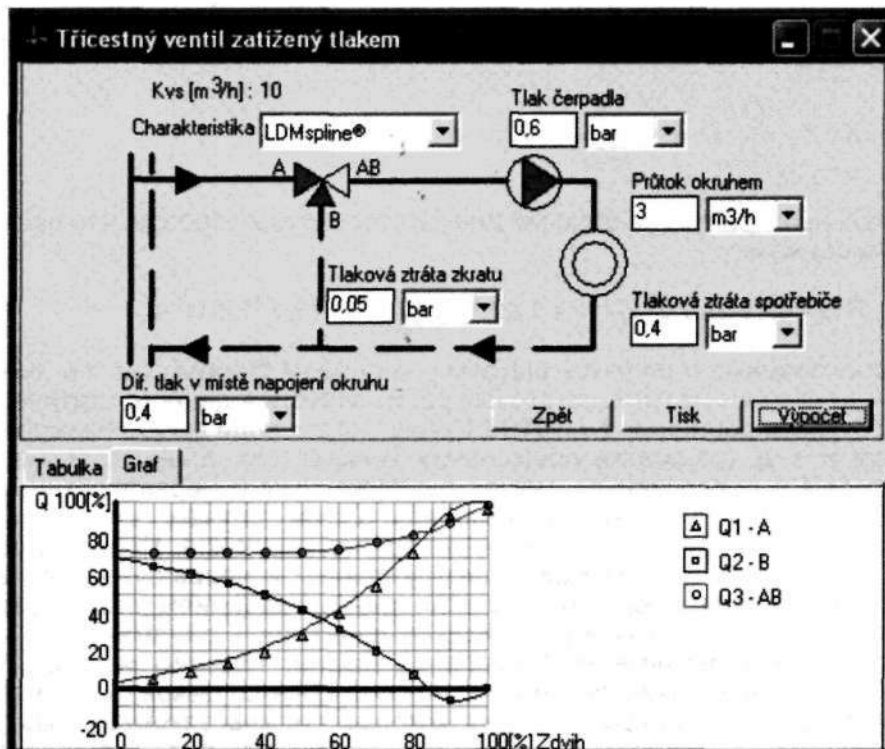


Рис. 2.17. Процесс смешения при характеристике LDMspline®

2.9.2. Пример расчета двухходового регулирующего вентиля

Рассчитаем двухходовой регулирующий вентиль согласно схеме на рис. 2.18, имея в своем распоряжении следующие данные: среда - вода, 155°C, статическое давление в точке присоединения 1200 кПа (12 бар), доступное давление в точке присоединения $\Delta p_{DISP} = 80 \text{ кПа}$ (0,8 бар), потери давления $\Delta p_{\text{трубопроводные}} = 15 \text{ кПа}$ (0,15 бар), $\Delta p_{\text{потребителя}} = 25 \text{ кПа}$ (0,25 бар), условный расход $Q_{NOM} = 8 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$, минимальный расход $Q_{MIN} = 1,3 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$.

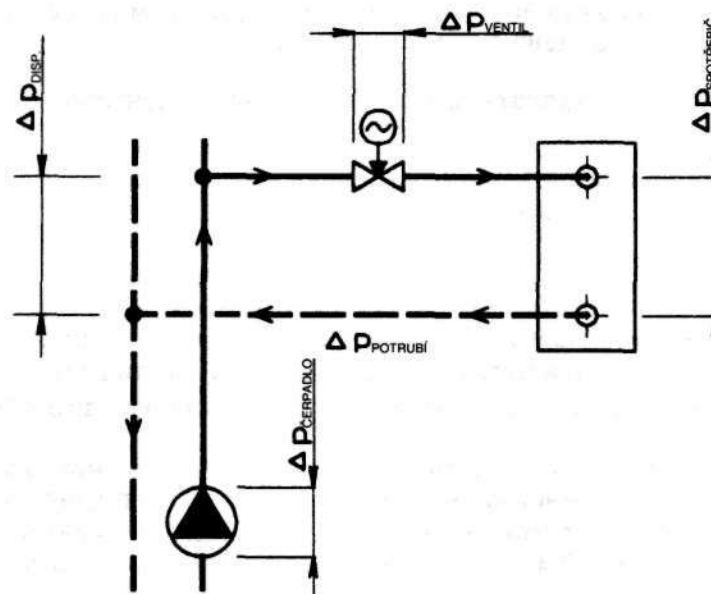


Рис. 2.18 Пример включения двухходового вентиля

Действительно $\Delta p_{DISP} = \Delta p_{VENTIL} + \Delta p_{SPOTREBIC} + \Delta p_{POTRUBI}$, поэтому получаем требующуюся потерю давления вентиля $\Delta p_{VENTIL} = \Delta p_{DISP} - \Delta p_{SPOTREBIC} - \Delta p_{POTRUBI} = 80 - 25 - 15 = 40 \text{ kPa}$ (0,4 бар). Значение Kv

$$Kv = \frac{Q_{NOM}}{\sqrt{\Delta p_{VENTIL}}} = \frac{8}{\sqrt{0,4}} = 12,7 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Предохранительный припуск на рабочий допуск (только при условии, что расход Q не был превышен) вычислим как

$$Kvs = (1,1 \text{ до } 1,3) \cdot Kv = (1,1 \text{ до } 1,3) \cdot 12,7 = 14 \text{ до } 16,5 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Из серийно производимого ряда Kv значений выбираем ближайшее, т.е. $Kvs = 16 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$. Этому значению соответствует диаметр DN 32, из значения данного статического давления выберем ступень давления, т.е. PN 16. Сейчас на очереди выбор материала вентиля, типа сальника и т. д., решается применение конкретного привода. Выбираем между прямым вентилем и реверсивным, между разгруженным и неразгруженным (см. гл.4). Разгруженный вентиль следует использовать в том случае, если осевое усилие выбранного привода не закрыло требуемый перепад давления. Необходимо упомянуть еще об одном критерии выбора между разгруженным и неразгруженным вентилем, а именно, следует ли закрыть перепад давления, данный заданием, или закрыть значение полного давления в данной точке (статическое давление + динамическое давление от насосов). Доступное (динамическое) давление бывает намного меньше, чем полное давление в месте соединения вентиля. Если потребуется закрыть полное давление, (обычно идет речь об аварийных вентилях, которые должны закрывать, кроме всего, на основании сигнала о затоплении станции, здесь же предполагается, что при поврежденном трубопроводе за вентилем находится только атмосферное давление), осевая сила привода должна быть рассчитана на это полное давление. На практике аварийные вентили (затворы) с точки зрения безопасности рассчитывают на закрытие полного давления (ступени давления) арматуры, т.е. для PN 16 - 16 бар, для PN 40 - 40 бар и т.д.

При выборе Kvs значения следовало бы определить действительную потерю давления из отношения

$$\Delta p_{VENTILH100} = \left(\frac{Q_{NOM}}{Kvs} \right)^2 = \left(\frac{8}{16} \right)^2 = 0,25 \text{ бар (25 kPa)}$$

Таким образом вычисленная действительная потеря давления регулирующей арматуры должна быть отражена в гидравлическом расчете сети.

Далее требуется проконтролировать авторитет выбранного вентиля

$$a = \frac{\Delta p_{VENTILH100}}{\Delta p_{VENTILH0}} = \frac{25}{80} = 0,31$$

причем должно равняться мин. 0,3. Контроль вентиля можно считать удовлетворительным. Здесь необходимо обратить внимание на то, что расчет авторитета следует отнести к перепаду давления на вентиле в закрытом состоянии ($\Delta p_{VENTILH0}$), следовательно к доступному давлению ветви Δp_{DISP} при нулевом расходе. Для удобства предположим $\Delta p_{VENTILH0} = \Delta p_{DISP}$, что обозначает, что Δp_{DISP} = постоянное независимо от расхода ветви.

Далее было бы желательно проверить регулирующее отношение, когда прежде всего вычислим наращивание давления на регулирующем вентиле при давлении $Q_{MIN} = 1,3 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$. Такому расходу соответствуют потери давления $\Delta p_{\text{трубопровод/мин}} = 0,40 \text{ kPa}$, $\Delta p_{\text{потребитель/мин}} = 0,66 \text{ kPa}$ и из этого $\Delta p_{\text{вентиль/мин}} = 80 - 0,4 - 0,66 = 79 \text{ kPa}$. Теперь можем сосчитать минимальное Kv значение

$$Kv_{MIN} = \frac{Q_{MIN}}{\sqrt{\Delta p_{VENTILMIN}}} = \frac{1,3}{\sqrt{0,79}} = 1,46 \text{ M}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Получаем требуемое регулирующее отношение

$$r = \frac{Kvs}{Kv_{MIN}} = \frac{16}{1,46} = 11$$

и таким образом рассчитанное регулирующее отношение меньше, чем теоретическое регулирующее отношение вентиля $r = 50$. Контроль удовлетворительный. На основании рассчитанных значений Kv и Kv_{MIN} можно принять решение о выборе характеристики, которая соответствовала бы типу регулируемого оборудования (см. использование отдельных характеристик в гл. 2.3. и 2.5), а вентиль работал бы в наибольшем диапазоне хода. При сравнении вычисленных значений с формой характеристик (рис. 2.2) видим, что для равнопроцентной характеристики $h_{NOM} = 96\%$, и $h_{MIN} = 41\%$. Следовательно, диапазон хода для этой характеристики в нашем случае составляет 55%. Для характеристики LDMspline® получим $h_{NOM} = 93\%$ и $h_{MIN} = 30\%$. Здесь диапазон хода 63% и именно поэтому данная характеристика должна иметь преимущество (вентиль будет работать с большим диапазоном хода, благодаря чему регулирование будет стабильнее).

Необходимо контролировать вентиль с точки зрения кавитации, что можно осуществить при помощи расчета (п. 2.8) или в соответствии с графиком на рис. 2.9. Следовало бы проконтролировать максимальный перепад давления и т. д. в соответствии с предыдущими абзацами. Приведенный пример дает представление в общем о расчете регулирующего вентиля.

2.9.3. Пример расчета трехходового регулирующего вентиля

Рассчитаем трехходовой регулирующий вентиль согласно схеме на рис. 2.19, имея в своем распоряжении следующие данные: среда - вода, 90 °С, статическое давление в точке присоединения 1200 кПа (12 бар), давление насоса цепи $\Delta p_{\text{ЦЕРПАДЛО 2}} = 40 \text{ кПа}$ (0,4 бар), потери давления $\Delta p_{\text{ПОТРУБИ}} = 10 \text{ кПа}$ (0,1 бар), $\Delta p_{\text{СПОТРЕБИЧ}} = 20 \text{ кПа}$ (0,2 бар), условный расход $Q_{NOM} = 7 \text{ M}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$.

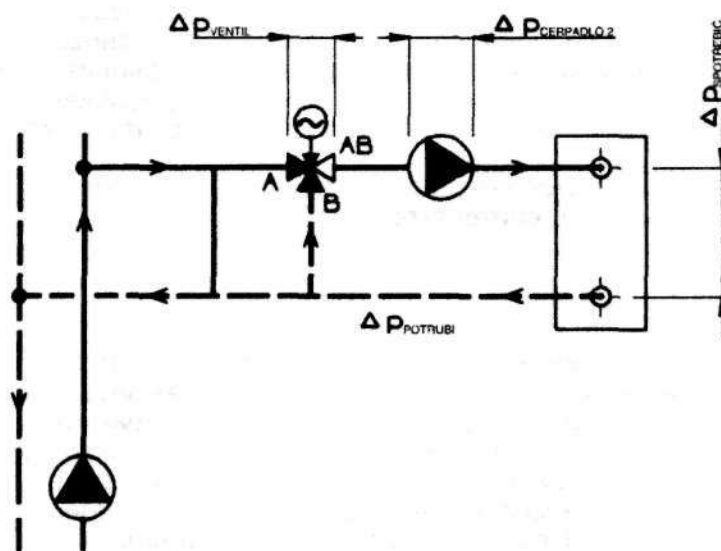


Рис. 2.19 Пример включения трехходового вентиля

Действительно $\Delta p_{\text{СЕРПАДО 2}} = \Delta p_{\text{VENTIL}} + \Delta p_{\text{СПОТРЕБИЋ}} + \Delta p_{\text{ПОТРУБИ}}$, поэтому получаем требующуюся потерю давления вентиля $\Delta p_{\text{VENTIL}} = \Delta p_{\text{СЕРПАДО 2}} - \Delta p_{\text{СПОТРЕБИЋ}} - \Delta p_{\text{ПОТРУБИ}} = 40 - 20 - 10 = 10 \text{ kPa}$ (0,1 бар). Значение K_v

$$K_v = \frac{Q_{\text{NOM}}}{\sqrt{\Delta p_{\text{VENTIL}}}} = \frac{7}{\sqrt{0,1}} = 22,1 \text{ M}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Предохранительный припуск на рабочий допуск (только при условии, что расход Q не был превышен) вычислим как

$$K_{vs} = (1,1 \text{ до } 1,3) \cdot K_v = (1,1 \text{ до } 1,3) \cdot 22,1 = 24,3 \text{ до } 28,7 \text{ M}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Из серийно производимого ряда K_v значений выбираем ближайшее, т.е. $K_{vs} = 25 \text{ M}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$. Этому значению соответствует диаметр DN 40, из значения данного статического давления выберем ступень давления, т.е. PN 16. Сейчас на очереди выбор материала вентиля, типа сальника и т. д., решается применение конкретного привода. Контроль максимального дифференциального (запорного) давления на входе А, в отличие от двухходовых вентилях, не проводится, так как дифференциальные давления в этих случаях, как правило, довольно низкие. Если бы все же значение дифференциального давления было слишком большое (это относится к трехходовым вентилям, нагруженным давлением во входе А типичные зависимые по давлению присоединения без трубы короткого соединения), следовало бы выбрать такое осевое усилие привода, которое удовлетворяло бы этим требованиям.

При выборе K_{vs} значения следовало бы определить действительную потерю давления из отношения

$$\Delta p_{\text{VENTILH100}} = \left(\frac{Q_{\text{NOM}}}{K_{vs}} \right)^2 = \left(\frac{7}{25} \right)^2 = 0,08 \text{ бар (8 kPa)}$$

Таким образом вычисленная действительная потеря давления регулирующей арматуры должна быть отражена в гидравлическом расчете сети.

Следовало бы проконтролировать вентиль в отношении обратного течения через замыкание в соответствии с гл. 2.9.1 и в соответствии с результатами определить его расходную характеристику, что в нашем случае, благодаря технологической схеме, не требуется (перед вентиляем размещена труба короткого соединения примарной сети). Если быть точным, вычисление нагрузки порта А следовало бы проводить с потерей давления примарной сети и трубопровода между трубой короткого соединения и вентиляем, тем не менее оно в большинстве случаев так мало, что его можно считать нулевым.

Далее требуется проконтролировать авторитет выбранного вентиля (при условии постоянного расхода через цепь потребителя) по соотношению

$$a = \frac{\Delta p_{\text{VENTILH100}}}{\Delta p_{\text{VENTILH0}}} = \frac{8}{8} = 1$$

это значит, что зависимость расхода через прямую ветвь соответствует идеальной расходной характеристике вентиля. Следовательно, в таком случае без опасений можем выбрать линейную характеристику в обоих портах, это значит, что суммарный расход почти постоянный по всей длине хода вентиля. Комбинация с равнопроцентной характеристикой в порте А и линейной характеристикой в порте В была бы выбрана вероятно в том случае, если бы вход А был относительно входа В нагружен дифференциальным давлением (не касается нашего случая) или, если бы параметры на примарной стороне были слишком высокими.

2.9.4. Последовательно и параллельно включенные вентили

В некоторых случаях можно встретиться с требованиями, которые невыполнимы с одним вентиляем. Поводом для последовательного включения вентилях в большинстве случаев

бывает высокий перепад давления, когда одноступенчатая редукция перестает удовлетворять как с точки зрения течения, так и кавитации, и т. п., но такие случаи в области теплоснабжения не встречаются. Такая проблематика относится, скорее, к области энергетики и промышленности, решается при помощи многоступенчатой регулирующей дросельной системы в рамках одного вентиля.

Для расчетов Kv значения вентиляй в последовательном включении действительно соотношение

$$Kv_{cN} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{Kv_1^2} + \frac{1}{Kv_2^2} + \dots + \frac{1}{Kv_N^2}}}$$

где
 Kv_{cN} — полный Kv коэффициент последовательно включенных N вентиляй
 Kv_1, Kv_2 до Kv_N — Kv коэффициенты отдельных вентиляй

2.9.4.1. Пример расчета параллельно включенных регулирующих вентиляй

В отоплении чаще встречаемся с параллельно включенными вентилями, где можно различить два главных способа применения, которые отличаются своим расчетом:

- регулирование одним или другим вентилем независимо друг от друга (типичная эксплуатация в зимний и летний период)
- одновременное регулирование двумя вентилями

Решение о регулировании принимается в соответствии с теоретическим регулирующим отношением использованной регулирующей арматуры (гл.2.4).

Для расчета Kv значения вентиляй в параллельном включении действительно соотношение

$$Kv_{cN} = Kv_1 + Kv_2 + \dots + Kv_N$$

где
 Kv_{cN} — общий Kv коэффициент параллельно включенных N вентиляй
 Kv_1, Kv_2 до Kv_N — Kv коэффициенты отдельных вентиляй

В случае зимнего и летнего режима все очень просто, т. к. оба типа режимов не должны быть зависимы друг от друга, значит, регулировать можно одним или другим вентилем без взаимосвязи. Если зимний и летний расходы через оборудование настолько различны, что не регулируются одним вентилем (превышают его теоретическое регулирующее отношение, см. гл. 2.4.), поступаем следующим образом: "зимний" (большой) вентиль рассчитаем на общий суммарный расход через данное оборудование, т. е. на сумму мощности отопления и мощности круглогодичных остальных технологических обогревов, а "летний" (меньший) вентиль - на расход в летний период. Переключать с одного способа эксплуатации на другой можно вручную или автоматически на основании сигнала регулирующей системы, например, температуры окружающей среды.

Несмотря на то, что в этом примере идет речь о параллельно включенных вентилях, в данном случае они рассчитаны независимо друг от друга в соответствии с разными расходами. Разумеется, если сосчитать полное Kv значение таким образом включенных вентиляй, оно будет с учетом полной мощности завышенным именно по причине способа вычисления (с летней потребляемой мощностью считали два раза) и по причине способа эксплуатации (летний режим отдельно от зимнего).

Случаи одновременного регулирования двумя вентилями касаются тех включений, когда расходы также значительно отличаются, как и в первом случае, но в отличие от предыдущего идет речь об одном способе эксплуатации (нельзя разделить два режима, как в предыдущем случае).

В качестве примера рассмотрим включение на рис. 2.20, где приведен случай прямодействующего регулирования тепла пластинчатого теплообменника большой мощности для подготовки расхода ТТВ.

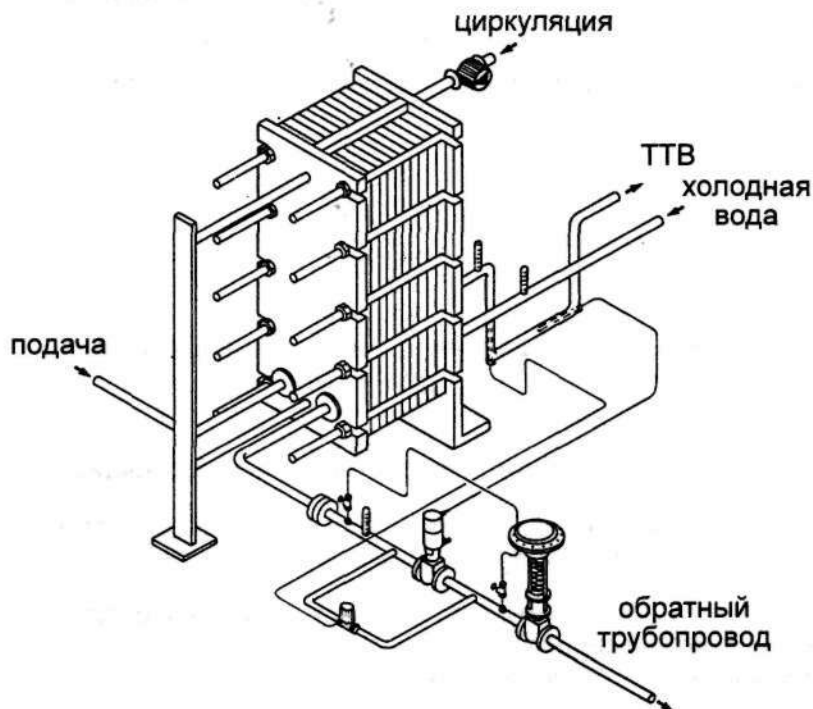


Рис. 2.20 Регулирование пластинчатого теплообменника ТТВ параллельно включенными вентилями.

Предположим, что требуемое регулирующее отношение 1:120 (кроме отбора, теплообменник покрывает только собственные теплотери распределительной сети), значит, расход через примарную сторону может колебаться во время эксплуатации от 80 % до 100 % условного расхода. Если бы мы все же хотели реализовать данный случай посредством одного вентиля с теоретическим регулирующим отношением 1:50, то в результате получили бы нестабильное регулирование (колебания в области положения "закрыто") при нулевом отборе ТТВ. Из этого видно, что здесь нельзя отделять отдельные режимы эксплуатации, поэтому оба вентиля должны работать одновременно. Прежде всего, следует удовлетворить требованию регулирующего отношения. Необходимо выбрать такое отношение расхода через оба регулирующих вентиля, чтобы было возможно, кроме этого, регулировать 0,8%-й условный расход. Если возьмем меньший вентиль, например, на 30%-й условный расход и больший вентиль на 70%-й условный расход, оба с теоретическим регулирующим отношением 1:50, то меньший вентиль может регулировать от $30\% : 50 = 0,6\%$ до 30% условного расхода, а от 30% и выше меньший вентиль будет полностью открыт и начнет открывать больший вентиль.

Расчет обоих регулирующих вентилях осуществим стандартным способом согласно гл. 2.9.2.

При сравнении двух предыдущих случаев видно, что случай летнего и зимнего режима может быть решен так же, как случай с теплообменником ТТВ (меньший вентиль только для летней потребляемой мощности, больший только для отопления в комплекте с секвентивным управлением), но противоположный процесс невозможен.

3. РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА КАК СОСТАВНАЯ ЧАСТЬ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ ЦЕПИ

Размещение насосов, регулирующей арматуры и расширительного оборудования влияет, с точки зрения гидравлики, на поведение каждой системы. Другими словами, две одинаковые по мощности системы, но с различным размещением насосов и регулирующей арматуры, будут проявлять разные эксплуатационные свойства.

Необходимо помнить, что в реальной эксплуатации возникает деформация регулирующей арматуры, расходящаяся с данными производителя (см. гл. 2.5).

3.1. Влияние размещения насоса на поведение системы

В 20-х годах прошлого столетия в отопительных системах началось применение насосов, в следствии проблем связанными с расчетом существующих самосплавных систем, возникшие в связи с обширными по площадям зданиями, где уже не представлялось возможным реализовывать вышеназванные системы. Первые насосы нашли свое применение в больницах, казармах, гостиницах, административных зданиях и т. д., то есть в комплексах зданий с постоянным обслуживанием. Со временем системы с принудительной циркуляцией полностью заменили существовавшие самосплавные системы. Насосы сначала размещались на обратном трубопроводе (эта традиция сохранилась, к сожалению, до сих пор, хотя и без серьезной на то причины) в связи с меньшим температурным напряжением сальников и отличались аварийностью и большими требованиями к периодическому уходу. Серийно выпускаемые в настоящее время насосы, в большинстве своем, позволяют эксплуатацию при рабочей температуре от 110°C (оснащение электроникой, например, частотными преобразователями, встроенными в клеммной коробке) до 120°C (без электроники), размещение насосов в отопительной системе практически произвольное. Только размещение крупных насосов для теплостанций зависит также от других критериев, например, от напорной диаграммы, рабочей температуры и др..

3.1.1. Насос на обратном трубопроводе

Большое значение придается взаиморасположению (размещению) насоса и расширительного резервуара. На рис. 3.1 изображена простая схема отопительной системы с открытым расширительным резервуаром, где последний присоединен к системе по направлению течения за насосом.

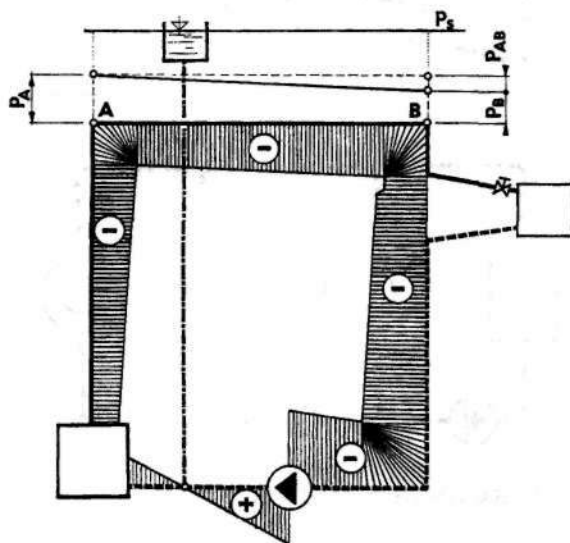


Рис 3.1. Расширительный резервуар за насосом

Если бы вся система находилась в состоянии покоя, то в каждой ее точке было только гидростатическое давление, соответствующее водяному столбу над этой точкой, до уровня в расширительном резервуаре. После включения насоса жидкость будет приведена в движение по всей трубопроводной сети и до тех пор, пока состояние течения не будет стабильным, расширительный резервуар выполняет функцию бункера (компенсатора) жидкости, которая проявляется в движении уровня (колебание давления в закрытых расширительных резервуарах) непосредственно после пуска насоса. По соединительному трубопроводу между расширительным резервуаром и системой теплоноситель движется в обоих направлениях и в точке присоединения расширительного резервуара к системе происходит уравнивание динамического давления насоса в расширительном резервуаре и давления в трубопроводной сети в этой точке. Поэтому в месте присоединения расширительного резервуара имеется нулевое динамическое давление и действует только гидростатическое давление водяного столба (статическое давление, p_s). Это значит, что давление свыше статического будет в системе до места присоединения расширительного резервуара, далее по направлению течения давление будет ниже, чем статическое (относительное разрежение). В соответствии с изображением на рисунке вся часть отопительной системы в направлении течения от расширительного резервуара до насоса находится в относительном разрежении, значит, здесь давление во время эксплуатации ниже, чем соответствовало бы статическому давлению в данном месте в состоянии покоя.

Поскольку сегодня на практике преобладают закрытые расширительные резервуары, на рис. 3.2 приведен аналогичный простой случай из области крупного оборудования. На рис. 3.2 заштрихована схема и напорная диаграмма сети CZT с закрытым расширительным резервуаром. Хотя идет речь о более сложном применении, принцип остается такой же, как на рис. 3.1.

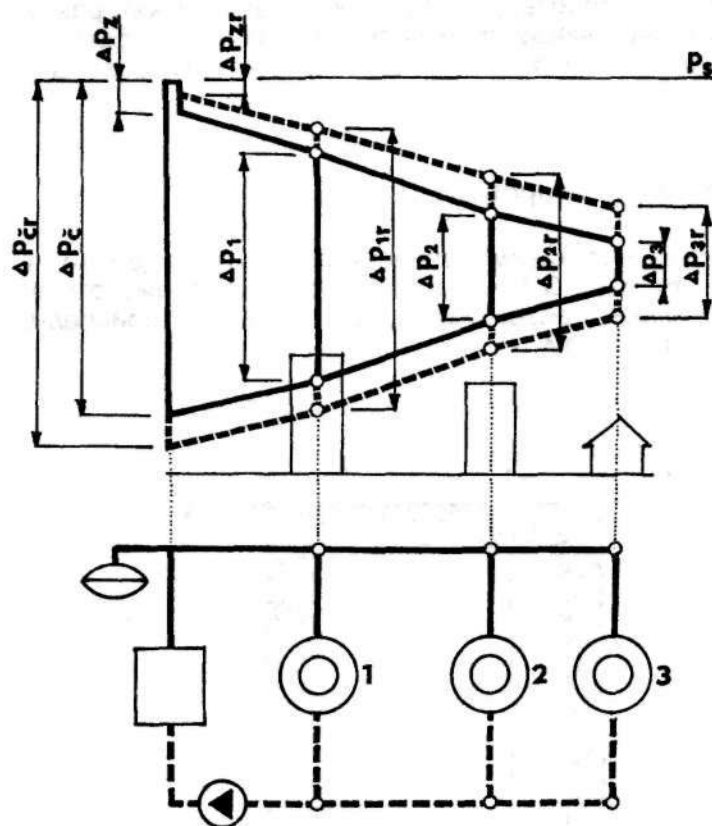


Рис. 3.2 Сеть CZT с насосом на обратном трубопроводе

Практически вся система, так же, как на рис. 3.1, будет работать в относительном разрежении (рабочее полное давление ниже, чем в состоянии покоя - статическое). В напорной диаграмме сети обозначены полной линией давление насоса Δp_c , потеря давления источника Δp_z и отдельные имеющиеся в распоряжении давления мест отбора Δp_1 до Δp_3 . Поскольку требуется обеспечить достаточное полное давление в каждой точке системы, следует выбрать достаточно высокий уровень статического давления p_s . Но под влиянием разрежения во время эксплуатации в месте отбора №1 будем находиться ниже высоты объекта. В точке отбора №1 существует во время эксплуатации угроза подвода воздуха в систему, т. к. относительное разрежение достигает таких значений, что полное давление в месте отбора №1 (в его части) ниже атмосферного давления.

Изображенная напорная диаграмма (полный ход) касается расчетных условий. Поэтому на рис. 3.2 пунктиром обозначена эксплуатация при более низком расходе, типичная ситуация после установки термостатических вентилей, и их частичное или полное закрытие части двухходовой арматуры, т. е. более реальная ситуация во время эксплуатации. Пунктиром обозначены давление насоса Δp_{cr} , потеря давления Δp_{cr} и давления отдельных мест отбора от Δp_{1r} до Δp_{3r} . Рисунок показывает, что разрежение повлияет, с точки зрения высоты, на большую часть объекта №1, следовательно фактически ситуация будет хуже, чем при номинальной (запроектированной) эксплуатации. В такой ситуации будем вынуждены повысить уровень статического давления. Поэтому напорные диаграммы, при возникновении сомнений относительно напорной характеристики, должны быть разработаны и для редуцированного расхода (для низшего теплового напряжения сети), где безопасной нижней границей можем считать 50% условного расхода.

3.1.2. Насос на подаче

На рис. 3.3 изображено аналогичное включение рис. 3.1, только с другим присоединением расширительного резервуара к системе. Такая ситуация, с точки зрения давления, намного приемлемее, т. к. работает практически вся отопительная система с полным давлением, которое выше статического, и не угрожает опасностью присасывания воздуха в систему, и тем самым постоянного заполнения воздухом во время эксплуатации, несмотря на более выгодный (низший) уровень статического давления.

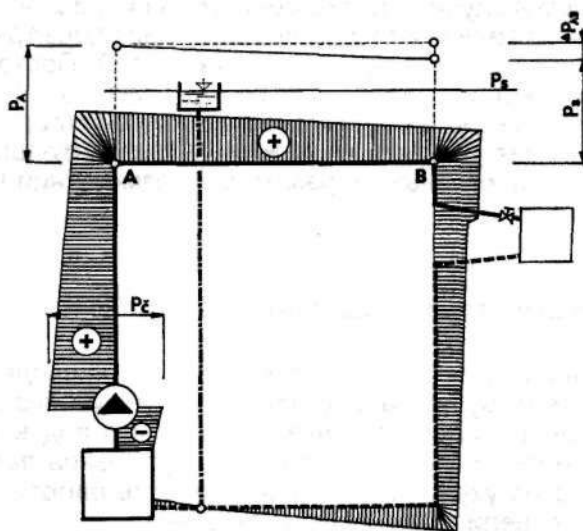


Рис. 3.3. Расширительный резервуар перед насосом

При включении после расширительного резервуара как показано на рис. 3.4 аналогичному согласно рис. 3.3, ситуация выглядит гораздо более лучше.

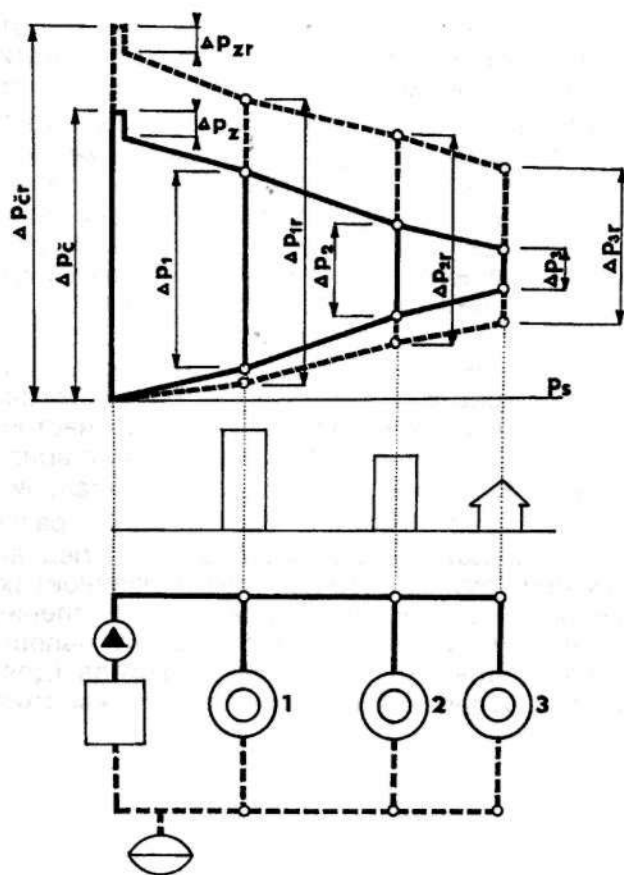


Рис. 3.4. Сеть CZT с насосом на подаче

Обозначение на рис. 3.4. соответствует рис. 3.2, но на первый взгляд заметно, что во время эксплуатации не только оборудование будет работать с давлением выше статического, но и уровень статического давления (загрузочное избыточное давление) может быть значительно ниже, чем в случае, изображенном на рис. 3.2, что в крупных системах с насосами с высоким напором или в большом превышении вдоль трубопроводной трассы выгоднее с позиции завышения размеров некоторых частей. Поэтому можно встретить, особенно в массовом жилищном строительстве, где сеть отличается значительным превышением, комбинацию секционных радиаторов из чугуна (первые два - три этажа по причине напорного напряжения, последние этажи по причине лучшей коррозиестойкости при подводе воздуха) и стали, главным образом при размещении насосов на обратном трубопроводе.

3.2. NPSH (минимальная высота всасывания)

При эксплуатации системы с насосом на обратном трубопроводе (см. рис. 3.1. и 3.2) давление во всасывающем патрубке насоса может быть таким низким (ниже, чем парциальное давление насыщенных паров в точке насоса), что под влиянием разрежения, вызванного насосом, начинается выделение и рост пузырьков пара в жидкости (кавитация), и в результате быстро ухудшается эффективность работы насоса, проявляется повышенный шум (удары) и увеличивается износ машины.

Частота выделения пузырьков пара довольно высокая, и поэтому такое состояние может внешне проявляться как вибрация насоса. С этим явление следует считаться, начиная от температуры перекачиваемой жидкости, равной 70°C. Вышесказанное касается и регулирующей арматуры, если потеря давления последней позволит выделяться пузырькам пара из жидкости.

В связи с этим следует соблюдать, во всасывающем патрубке насоса, определенный минимальный уровень полного давления. В общем можно сказать, что высшее давление требует насосы с большим расходом или прямопропорционально в зависимости от расхода. Обозначается часто аббревиатурой NPSH (Net Positive Suction Head), определяется экспериментально и задается производителем насоса в зависимости от температуры, в крупных насосах, кроме этого, в зависимости от перекачиваемого количества.

На практике NPSH может быть повышена следующими способами: поместить насос на самом низком месте в системе (наивысшее статическое давление), снизить напорные потери целой системы посредством редукции расхода или перерегулированием, если имеется такая возможность (подъем полного давления во всасывающем патрубке насоса), разместить насос на более холодном месте в системе (высшее парциальное давление насыщенных паров) или повысить статическое давление (если этот шаг не находится в разногласии с напорной стойкостью некоторых деталей, например, радиаторов). То же самое относится и к кавитации регулирующей арматуры, где повышением статического давления и перерегулированием (понижение динамического давления в системе) можем добиться снижения собственного шума арматуры.

В системах с насосом на подаче опасность кавитации в определенной мере минимизирована, т. к. часть сети в относительном разрежении в большинстве случаев бывает короткой, что относится и к ее потере давления (не слишком падает полное давление), но всегда целесообразно проконтролировать минимальное давление во всасывающем патрубке.

3.3. Воздух в отопительной системе

Следует напомнить, что из системы необходимо тщательно вытеснить воздух, т. к. высшее содержание воздуха в воде, которое у нас, к сожалению, является железным правилом, может создавать условия для определенной формы кавитации. Для иллюстрации на рис. 3.5 приведен график зависимости растворимости связанного воздуха в воде от температуры согласно P. Páca.

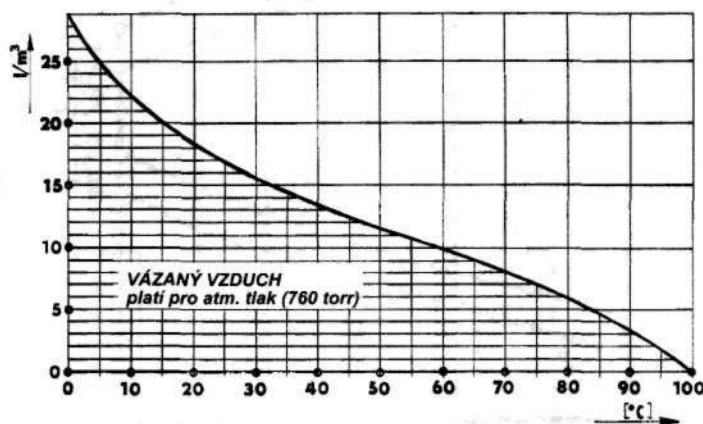


Рис. 3.5. Зависимость растворимости связанного воздуха в воде от температуры

График на рис. 3.5 действителен для растворимости воздуха в воде при атмосферном давлении. Действительные значения в отопительных, особенно холодильных, системах в самом деле значительно выше (давление в системе выше атмосферного), а т. к. речь идет о связанном воздухе, то при помощи обычной деаэрации нельзя избавить систему от связанного воздуха. Следовательно, на практике деаэрация обозначает вытеснение воздуха из системы, превышающее границы насыщения при данной температуре и давлении. В обычных "обезвоздушенных" системах циркулирует согласно проведенным измерениям от 3% объема воздуха при условии дополнения дегазированной воды до 7% об. воздуха при химической обработке воды. Иначе говоря, в деаэрированных

системах объем воздуха циркулирует в диапазоне от 30 до 70 литров воздуха на 1 м³ воды. Такая смесь (некоторые авторы называют ее термином "гибкая вода") является причиной "необъяснимого" шума арматуры и подвода воздуха в некоторые части системы, а именно это и есть одна из причин, почему такую важную роль играет отношение насоса и регулирующей арматуры.

3.4. Отношение насоса и регулирующей арматуры

Так, как взаиморасположение насоса и расширительного резервуара влияет на глобальное течение давления в системе, так взаимное размещение насоса, расширительного резервуара и регулирующей арматуры влияет на отношение в точке отбора.

На следующих четырех рисунках изображено сравнение обычных включений регулирующей арматуры в комбинации с насосами на подаче и обратном трубопроводе.

На рис. 3.6 изображен напорный график системы с насосом на обратном трубопроводе и с регулирующей арматурой на подаче точек отбора. Так же, как на рис. 3.2, следует поддерживать достаточно высокое статическое давление p_s , чтобы избежать подвода воздуха к точкам отбора, пунктиром обозначена ситуация при сниженном расходе в сравнении с расчетной. Предположим для наглядности (так же, как на последующих рисунках), что точки отбора имеют одинаковые присоединительные значения и по высоте. Здесь заметно, что при сниженном расходе повлияет разрежение на большую часть объекта 1 и частично на объект 2, хотя в случае этого объекта эксплуатационные проблемы при условии расчетного состояния вероятнее всего не проявятся.

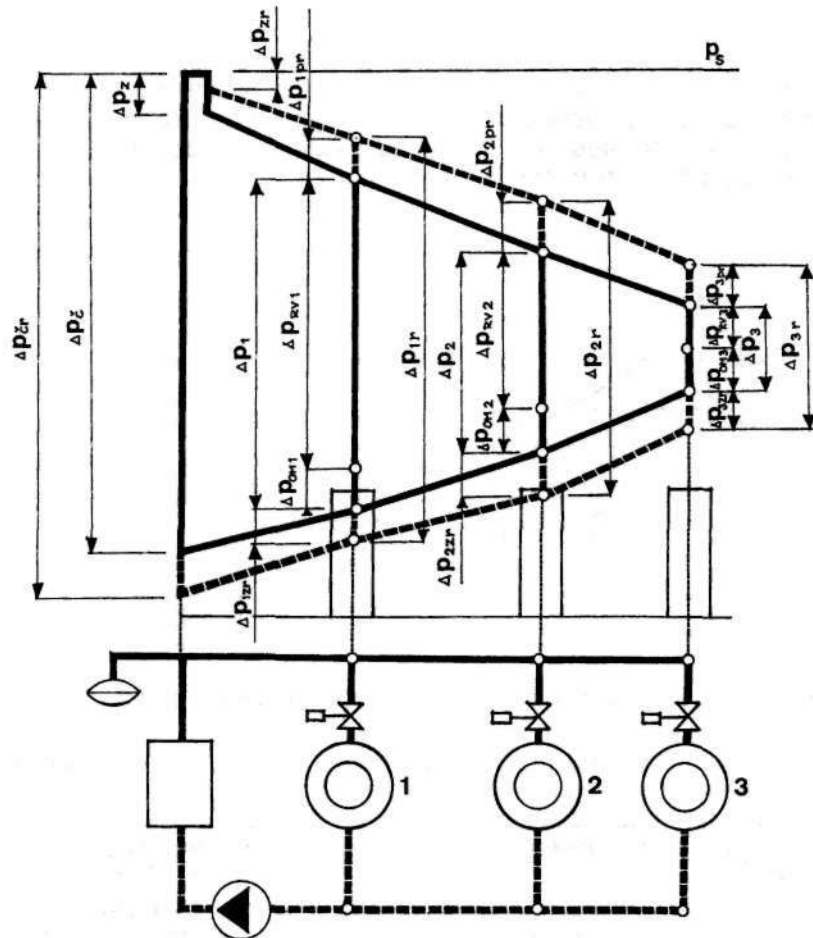


Рис. 3.6. Сеть CZT с насосом на обратном трубопроводе и регулирующей арматурой на подаче

Согласно рис. 3.6 доступное давление в точках отбора от Δp_1 до Δp_3 . При пониженном расходе это давление возрастает до значений от p_{1r} до p_{3r} , где, например, для точки отбора №2 действительно $\Delta p_{2r} = \Delta p_2 + \Delta p_{2zr} + \Delta p_{2pr}$ и где Δp_{2zr} обозначает возрастание доступного давления под влиянием падения потерь давления обратного трубопровода и аналогичное Δp_{2pr} возрастание давления под влиянием падения потерь при сниженном расходе подающего трубопровода. В номинальном состоянии обрабатывает регулирующий вентиль, например, точки отбора №2, давление Δp_{RV2} , которое при сниженном расходе возрастает по сравнению с предыдущим до $\Delta p_{RV2} + \Delta p_{2zr} + \Delta p_{2pr}$, но необходимо считаться и с падением напорной потери точки отбора при сниженном расходе, так что этот рост будет несколько выше. Из графика также хорошо видно, что отдельная арматура должна перерабатывать (иногда значительно, особенно в холодильных системах) отличающиеся перепады давления, хотя точки отбора по мощности совпадают. Этот факт дан разным доступным давлением отдельных точек отбора, поэтому эта арматура должна иметь и разные диаметры (K_v значения).

Другими словами, если регулирующая арматура работает в сети, где один вентиль влияет на другой, следовало бы рассчитывать арматуру для каждой точки отбора в отдельности. При обычном расчете будет, к сожалению, скорее всего, вся регулирующая арматура иметь подобные диаметры и K_v значения, т. к. большинство проектантов рассчитывает вентиль для определенного расхода (который в нашем случае одинаковый через все места отбора) и общей выбранной потери давления, которая выходит из принятого, но неправильного определения авторитета вентиля. Поэтому гидравлически сходная арматура будет работать с низшим авторитетом, большей деформацией характеристики и меньшим рабочим ходом. Особенно при сниженном расходе у названной арматуры может появиться шум и кавитация.

Включение согласно рис. 3.6 характеризует определенную аэрацию отборных точек (на рис. будет в точке №1 находиться воздух во всех эксплуатационных состояниях, в точке №2 при пониженном расходе), т. к. сеть работает в состоянии разрежения, которое усилено переработкой доступного давления для отдельных точек отбора на подаче. Требуемое давление для объекта №1 (его потеря давления Δp_{om1}) проходит графически ниже необходимой статической высоты объекта и при сниженном расходе произойдет то же, что и у объекта №2. Поэтому можем назвать такую комбинацию неподходящей (за исключением довольно редких случаев, когда уровень статического давления p_s достаточно высокий).

По традиции и сегодня размещают насосы на обратном трубопроводе, точно также традиционно размещают и регулирующую арматуру на обратном трубопроводе (см. рис. 3.7).

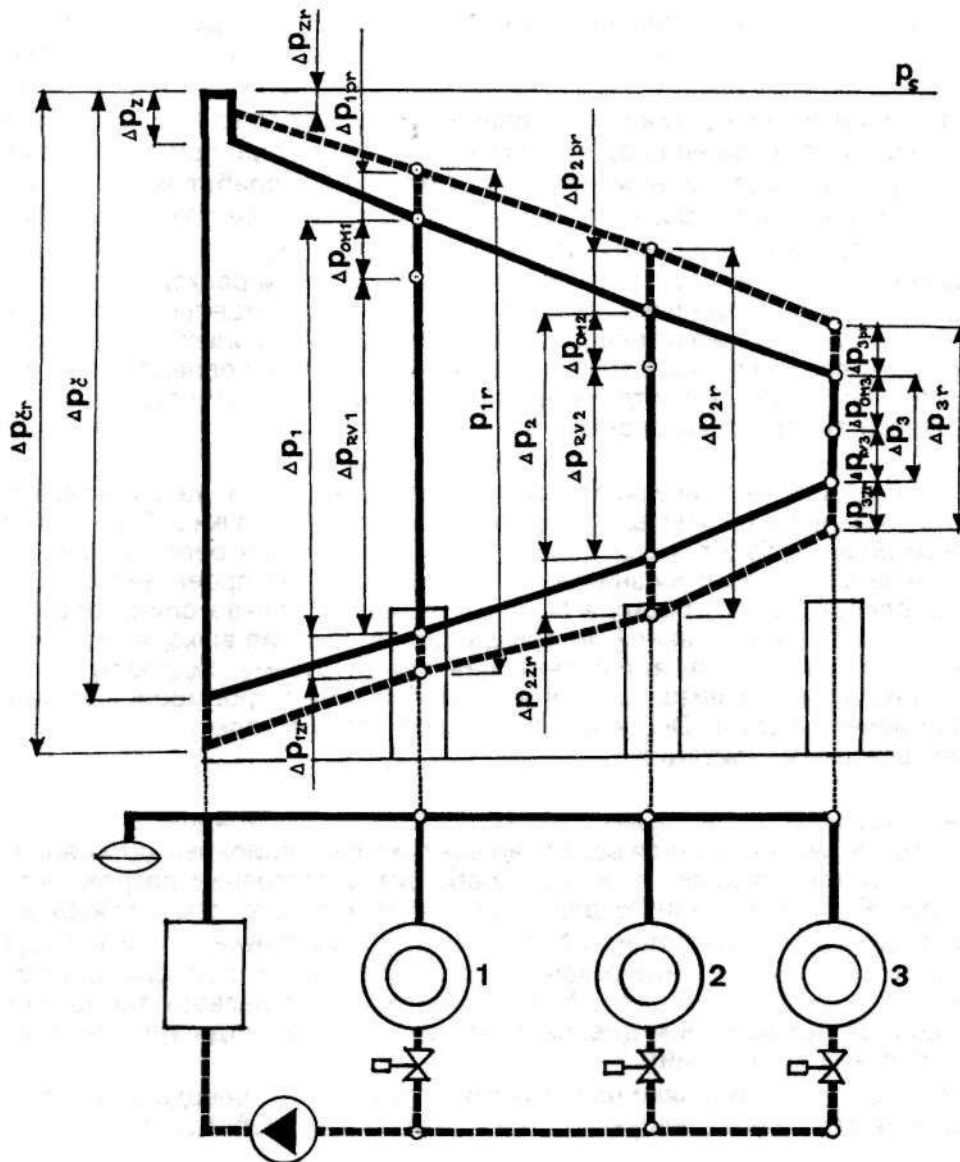


Рис. 3.7. Сеть CZT с насосом на обратном трубопроводе и регулирующей арматурой на обратном трубопроводе

Ситуация, в том числе и обозначения, подобна той, что изображена на рис. 3.6, но включение на рис. 3.7 отличается тем, что собственное дросселирование осуществляется на обратном трубопроводе, в результате чего на точках отбора при одинаковой потере давления (см. рис. 3.6) уровень полного давления будет выше. Относительное разрежение (рис. 3.7) ниже, что вытекает из сравнения процесса переработки доступного давления отдельными точками отбора (рис. 3.6 и 3.7).

Компоновка, изображенная на рис. 3.7, по праву считается самой распространенной. Исключается подвод воздуха к точкам отбора, но следует считаться с шумом регулирующей арматуры 1-й точки отбора и при частичной нагрузке 2-й точки отбора. При таком включении рекомендуется осуществлять проверку регулирующей арматуры на кавитацию, особенно гидравлически приближенной. Если арматура была рассчитана только согласно расходу и выбранной потере давления, следует считаться с ухудшенными регулируемыми способностями и невыгодной формой характеристики гидравлически приближенных точек, также и с повышенным уровнем шума, поскольку в соответствии с такой схемой арматура работает в точках низкого полного давления.

Если установим насос на подачу, проблемы с кавитацией и шумом будут в определенной степени элиминированы, т. к. при эксплуатации практически вся система работает с высшим, чем статическое, давлением. На рис. 3.8 изображен напорный график такой же системы, как и на предыдущих рисунках, но насос был перемещен на подающий трубопровод, что принесло ранее описанные эксплуатационные преимущества, в том числе низшее требуемое статическое давление в системе. Как видно из графика, арматура на подаче снижает уровень полного давления для точек отбора, поэтому такая компоновка может быть целесообразной для системы с большим превышением, при котором уровень статического давления довольно высокий.

На рис. 3.9 изображена аналогичная схема, но регулирующая арматура размещена в обратном трубопроводе. Такая компоновка, наоборот, повышает полное давление в точках отбора, благодаря чему отпадает опасность подвода воздуха. Опасность представляет только напорная стойкость отдельных деталей точек отбора, т. к. при такой компоновке отборы нагружены суммой статического давления и напора насосов, что требует в сети со значительным превышением и/или большим напором насосов проведения тщательного контроля напорных отношений в точках отбора, причем следовало бы рассчитать сеть и на сниженный расход.

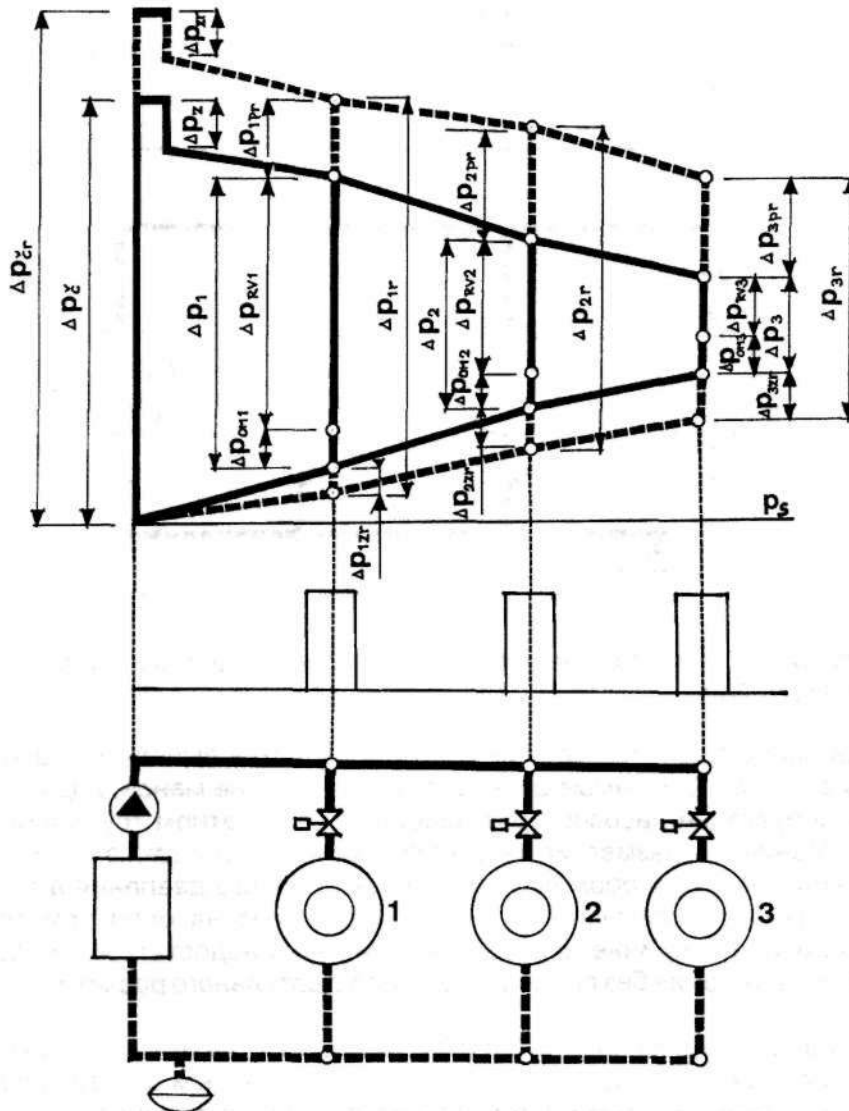


Рис. 3.8. Сеть CZT с насосом на подаче и регулирующей арматурой на подаче

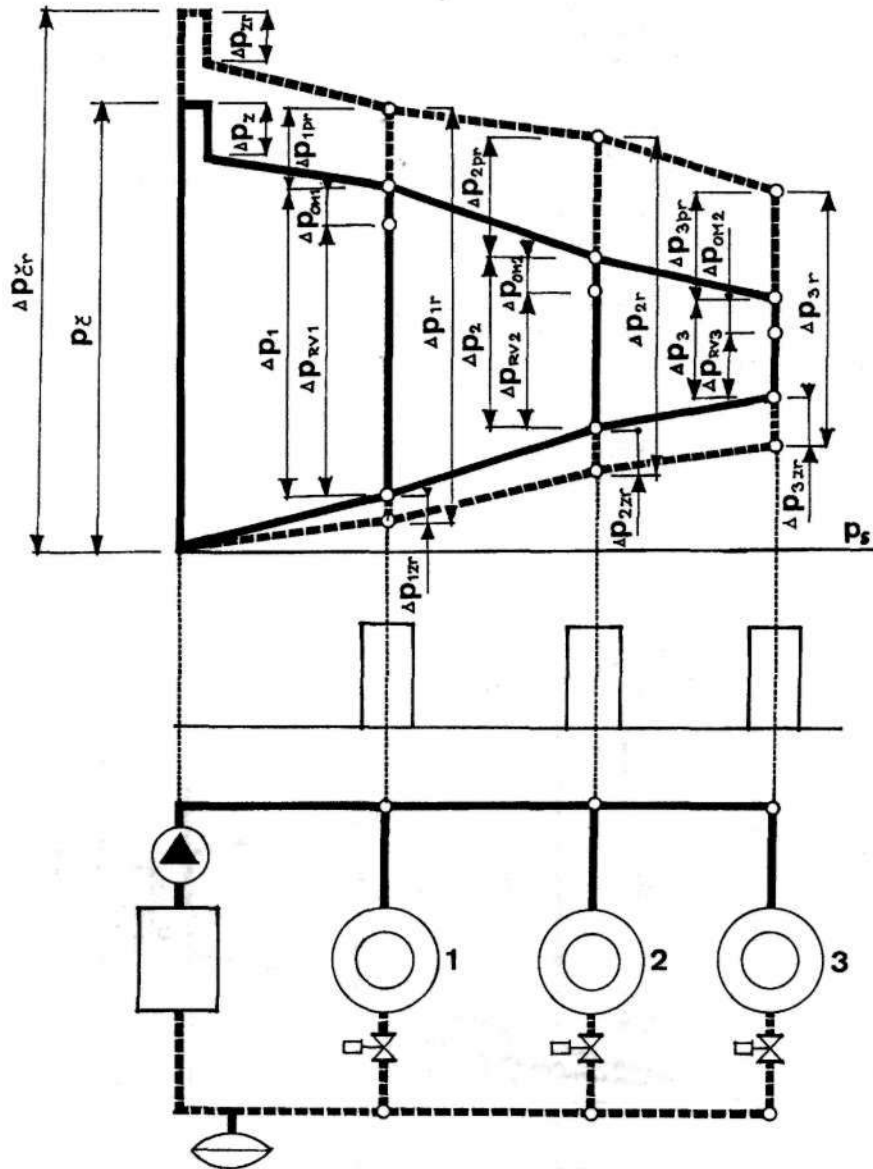


Рис. 3.9. Сеть CZT с насосом на подаче и регулирующей арматурой на обратном трубопроводе.

При сравнении предыдущих четырех рисунков приходим к выводу, что включения, изображенные на рис. 3.8 и 3.9, самые целесообразные. Тем не менее, ряд проблем, возникающих при эксплуатации насосов, размещенных на обратном трубопроводе (рис. 3.6 и 3.7), можно ограничить, разместив регулирующую арматуру также на обратном трубопроводе, получив таким способом высший уровень полного давления для точек отбора (рис. 3.7). Включение, изображенное на рис. 3.6 (насос на обратном трубопроводе, арматура на подаче), объединяет в себе слишком много недостатков, и поэтому нельзя предлагать такое включение без предварительного тщательного расчета.

В компоновке, предложенной на рис. 3.8 и 3.9 размещение арматуры влияет на уровень полного доступного давления для точек отбора, по остальным показателям они равноценны. Поэтому в данных системах часто размещают арматуру на подаче, чтобы полное давление на отдельных точках отбора не было слишком высоким, но если отсутствует опасность превышения ступени давления отдельных частей отопительной системы, можно без проблем разместить арматуру на обратном трубопроводе.

Можно встретиться с комбинацией рисунков 3.8 и 3.9, когда арматура точек отбора, приближенных к источнику, помещается на подаче (низшее напорное напряжение потребителя), а удаленных на обратном трубопроводе (высшее полное давление). Такое включение интересно для систем с высоким напором насосов (с высокими потерями давления).

Во всех случаях следует руководствоваться правилом: регулируемую арматуру для точек отбора выбирать согласно их действительному доступному давлению, ни в коем случае не ориентироваться только на расход через точки отбора. Как видим из графического сравнения потерь давления арматуры от Δp_{RV1} до Δp_{RV3} на любом из предыдущих рисунков, разница между отдельными перепадами давления значительная и зависит от величины собственной потери давления сети. Если арматура будет рассчитана с учетом доступного давления в данной точке отбора, то значительно улучшится качество регулирующих процессов в трубопроводной сети.

3.5. Включение цепей распределителей и потребителей

Решающим фактором при выборе способа гидравлического включения является требование, предъявляемое к функции регулирования. Неудачное гидравлическое включение бывает самой частой причиной аварийных состояний при эксплуатации оборудования, причем возникновение проблем при измерении и регулировании, как правило, вызвано неподходящим или ошибочным гидравлическим включением данной технологической цепи.

Схемы включения цепей, приводящиеся в этой части, широко применяются в участках теплотапкофикационных системах, которые обозначаются как

- цепи распределителей
- потребительские цепи

Отдельные цепи можно разделить в соответствии с функциями и использованными регулирующими элементами. С точки зрения использованного регулирующего элемента (регулирующего органа) идет речь о

- включения с двухходовой арматурой
- включения с трехходовой арматурой

3.5.1 Цепи с двухходовой арматурой

3.5.1.1. Цепи с доступным давлением в примарной (первичной) части

Регулирующая цепь (рис. 3.10) представляет собой классическое включение, которое используется в широком диапазоне установок. Чаще всего приведенная схема используется для решения теплообменных станций.

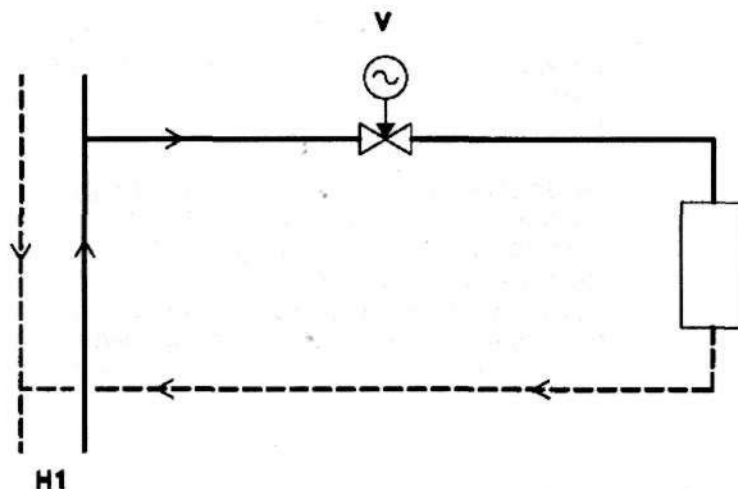


Рис. 3.10. Схема регулирования двухходовым вентилем

Размер арматуры определяется требованием к авторитету вентиля $a = \frac{\Delta p_V}{H_1}$ при заданных условиях (расход, H_1).

Если такое включение применить для воздухоотехнического оборудования, обладающего большей мощностью, угрожает опасность возникновения нежелательного расслоения температур на выходе из воздухоподогревателя. Это вызвано регулированием дросселированием, в процессе которого понижается расходное количество обогревательной воды, возникает большой температурный градиент на первичной стороне. В связи с этим следует тщательно выбрать точку измерения температуры нагреваемого воздуха.

Из включения на рис. 3.10 вытекает целый ряд модификаций, иногда, чтобы избежать действия кавитации на вентиль или повышенного уровня шума, регулируемую арматуру помещают на обратном трубопроводе. В случае, если наблюдается слишком высокий перепад давления, цепь оснащается регулятором дифференциального давления (рис. 3.11), который стабилизирует напорные отношения на вентиле и потребителе.

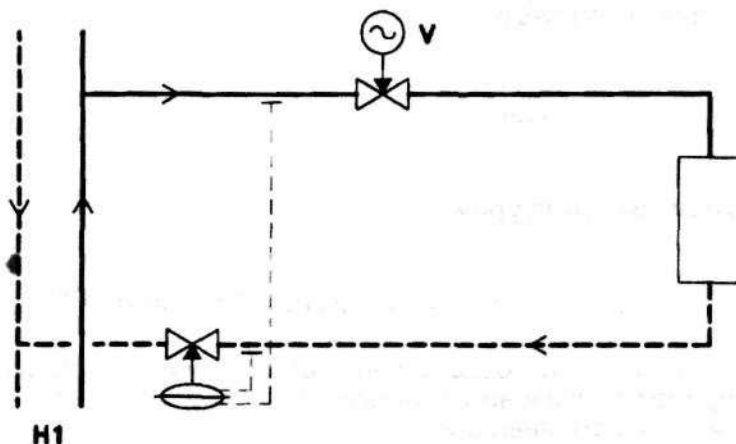


Рис. 3.11. Схема регулирования при помощи двухходового вентиля с регулятором дифференциального давления.

Таким образом понизятся требования к регулируемому органу под влиянием разделения давления на два элемента. В этом случае нужно преобразовать отношение для расчета авторитета вентиля:

$$a = \frac{\Delta p_V}{H_1 - \Delta p_{RDT}}$$

Сейчас рассмотрим схему на рис. 3.12. Включение используется при зависящем по давлению

нию присоединению объектов к первичной теплофикационной системе. Приведенная схема пригодна и для цепей холодильных систем.

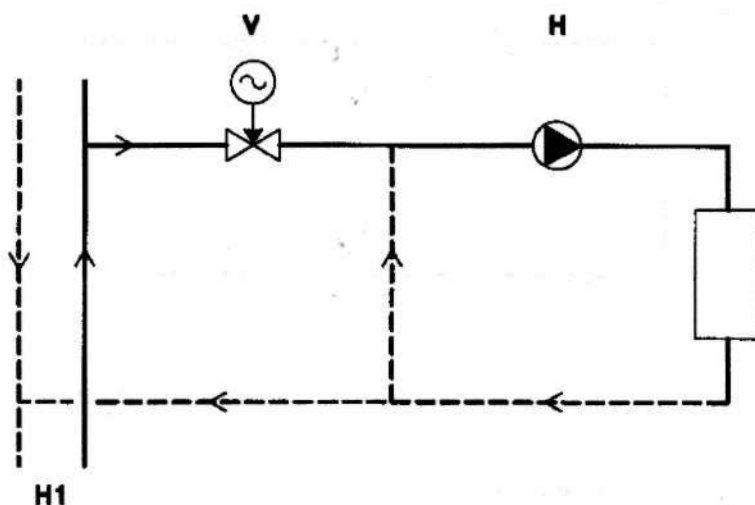


Рис. 3.12. Схема регулирования с двухходовым вентиляем и жестким замыканием

Авторитет вентиля определен как $a = \frac{\Delta p_V}{H_1}$ при заданных условиях (расход, H_1).

Ход регулирующего вентиля определяет смешительное отношение между нагревательной водой из первичной части цепи и нагревательной водой, возвращающейся из системы через трубу короткого соединения. Вентиль должен обработать давление из первичной части цепи. В случае выхода из строя циркуляционного насоса можно установить в трубе короткого соединения обратный клапан, который предотвратит возврат подводящей воды из первичной части в обратный трубопровод. Преимуществом такого включения является возможность провести простым способом расчет вторичной части системы для высшего циркуляционного количества с низкой входной температурой: $t_{1SEK} < t_{1PRIM}$ (для отопительной системы), и с высшей входной температурой $t_{1SEK} > t_{1PRIM}$ (для холодильных систем).

Расходы через отдельные цепи устанавливаются согласно равенству теплового баланса как

$$m_{PRIM} \cdot (t_{1PRIM} - t_{2PRIM}) = m_{SEK} \cdot (t_{1SEK} - t_{2SEK})$$

где при правильной работе: $t_{2PRIM} = t_{2SEK}$

Для защиты вентиля от действия кавитации или по причине шумности можно установить регулируемую арматуру в обратном трубопроводе. В результате перемещения вентиля в обратный трубопровод повысится полное давление в вторичной части системы. Напор циркуляционного насоса H был рассчитан только на потерю давления вторичной части, т. е. без регулирующего вентиля V .

3.5.1.2 Цепь с пассивным давлением в первичной части

Регулирующая цепь, изображенная на рис. 3.13 используется в меньшей мере. Включение используется там, где $m_{SEK} > m_{PRIM}$, т. е. в напольном отоплении.

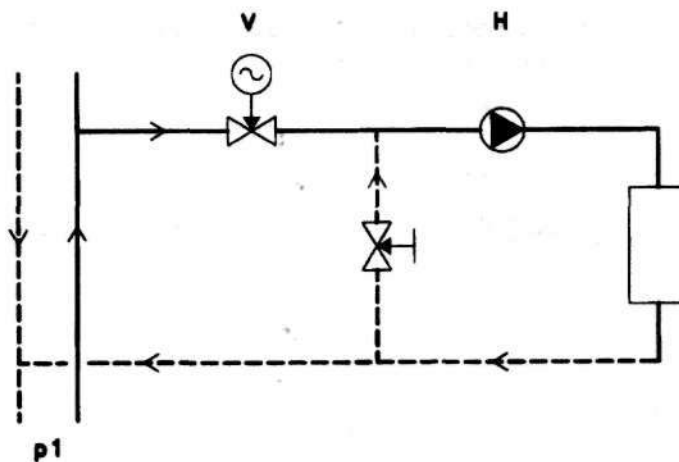


Рис. 3.13. Схема регулирования двухходовым вентиляем и трубой короткого соединения

Авторитет вентиля определен как $a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + p_1}$.

Для целой цепи действителен баланс

массовый: $m_{SEK} = m_{PRIM} + m_{ZKRAT}$

тепловой: $m_{SEK} \cdot (t_{1SEK} - t_{2SEK}) = m_{PRIM} \cdot (t_{1PRIM} - t_{2PRIM})$, $t_{2PRIM} = t_{2SEK}$, где

Ручной регулирующий вентиль установлен на потерю давления $\Delta p_{RRV} = \Delta p_V + \Delta p_1$ при массовом расходе $m_{ZKRAT} = m_{SEK} - m_{PRIM}$.

Напор циркуляционного насоса Н рассчитан на общую потерю давления секундарной части, регулирующего вентиля V и потерю давления Δp_1 .

3.5.2. Цепи с трехходовой арматурой

Трехходовые регулирующие вентили используются очень часто при решении регулирующих включений, обладают способностью как смешивать, так и распределять, если предусмотрено конструкцией.

3.5.2.1. Цепи с доступным давлением в первичной части

Регулирующая цепь, изображенная на рис. 3.14 это первый из возможных способов установки трехходового вентиля. Такое применение несет определенный риск.

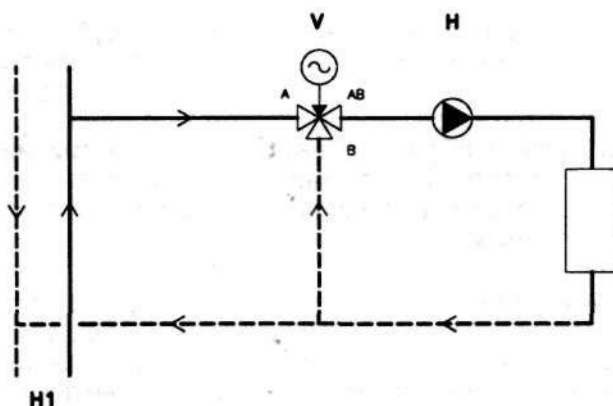


Рис. 3.14. Трехходовой вентиль, нагруженный давлением из первичной части.

Авторитет вентиль определен как: $a = \frac{\Delta p_r}{\Delta p_r + H_1}$.

В случае, если давление H_1 из первичной части сети слишком высокое, то в трубе короткого соединения направление движения воды может измениться на обратное (см. гл. 2.9.1). Для определения опасности возникновения такого нежелательного состояния можно воспользоваться следующим отношением:

$$H_1 \geq \frac{1}{\frac{1}{\Delta p_r} - \frac{1}{H}}, \text{ где}$$

H_1 — дифференциальное давление в точке присоединения цепи

Δp_r — потеря давления регулирующего вентиля

H — напор секундарного насоса

При равенстве обеих сторон предыдущего уравнения может случиться, что течение через трубу короткого соединения (порт В) уже остановлено, а смешительный процесс при дальнейшем открытии порта А становится неэффективным при одновременном повышении температуры обратного трубопровода под влиянием обратного течения через трубу короткого соединения.

Поэтому следует сделать все, чтобы предотвратить возможное возникновение дифференциального давления на входных штуцерах трехходовой регулирующей арматуры. Если при помощи технических средств не удастся принять соответствующие меры, целесообразно применить другой способ включения, например, изображенный на рис. 3.12.

Другим решением может быть установка перед трехходовой арматурой трубы короткого соединения по схеме на рис. 3.15.

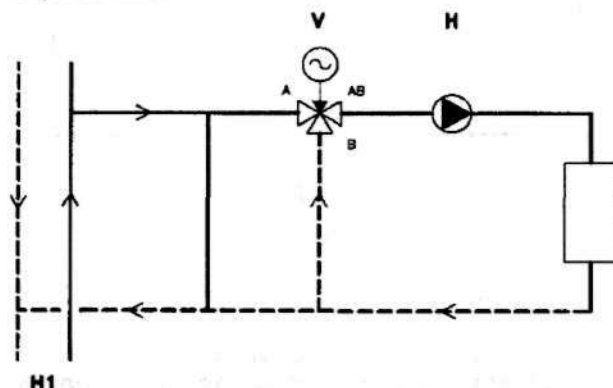


Рис. 3.15. Регулирование трехходовым вентилем с коротким соединением первичной стороны

Таким способом исполненное включение элиминирует трубой короткого соединения какое бы то ни было дифференциальное давление. Практически выравнивает давление на штуцерах А и В регулирующего вентиля. Такое включение широко применяется там, где не требуется охлаждение обратного трубопровода, т. к. в этом случае происходит перепуск теплой подводной воды в обратную ветвь при закрытии вентиля в штуцере А. Авторитет регулирующего вентиля всегда приближается к значению $a = 1$. Напор секундарного циркуляционного насоса Н рассчитан на потерю давления секундарной части, включая регулирующий вентиль V.

Альтернативным решением является схема включения с трубой короткого соединения на стороне секундарной части и регулирующим вентилям, помещенным в обратной ветви первичной части (рис.3.16). Схема включения используется также в том случае, когда циркулирующее количество теплоносителя в секундарной ветви больше, чем в первичной. Это касается тех цепей, где в расчетном состоянии требуется постоянная низшая температура в секундарной цепи, чем в первичной.

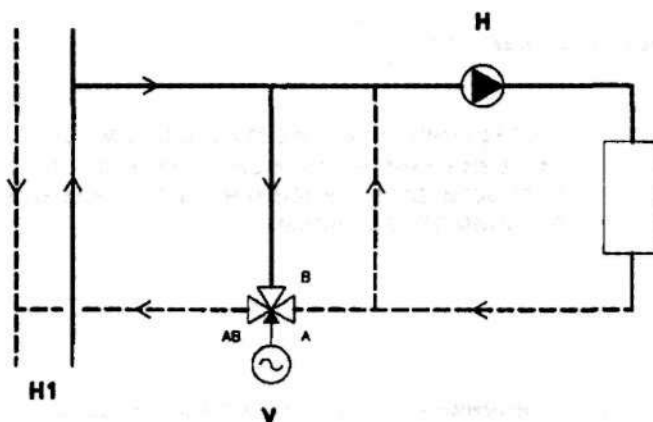


Рис. 3.16. Регулирование трехходовым вентилем с коротким соединением секундарной стороны

Авторитет регулирующего вентиля всегда приближается к значению $a = 1$. Напор циркуляционного насоса Н рассчитан только на потерю давления секундарной части без регулирующего вентиля V (потеря давления вентиля возмещена из первичной части).

Очень часто используется в области холодильных и кондиционирующих установок включение, схема которого изображена на рис. 3.17.

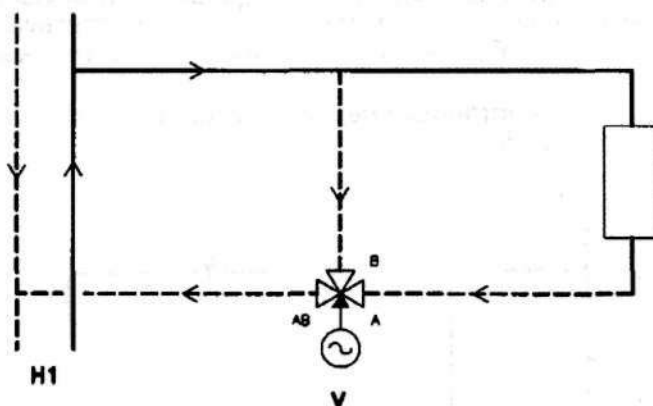


Рис. 3.17. Регулирование трехходовым вентилем на обратном трубопроводе

В данном случае осуществляется регулирование мощности потребителя изменением расхода воды при постоянной температуре. Речь идет о количественном регулировании

трехходовым вентиляем, который включен как смесительный на обратной ветви (смесительный вентиль в распределительной функции). Величина вентиля определяется

требованием к авторитету, находим ее из отношения
$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_{SPOTREBIC}}$$

Потеря давления цепи потребителя и вентиля возмещена дифференциальным давлением H_1 .

3.5.2.2. Цепи с пассивным давлением в первичной части

Регулирующая цепь на рис. 3.18 чаще всего используется при применении трехходового регулирующего вентиля. Включение применяется как в малых котельных помещениях, так и в машинных отделениях.

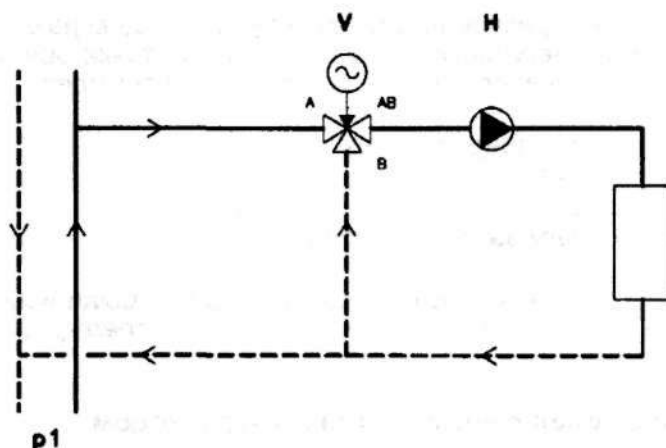


Рис. 3.18. Схема регулирования трехходовым вентиляем

Авторитет определяется из отношения:
$$a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + \Delta p_1}$$

Напор циркуляционного насоса H рассчитан на потерю давления вторичной части, включая регулирующий вентиль V , и потери давления первичной части сети p_1 .

Регулирующая цепь (рис. 3.19) является частым включением, когда в вторичной цепи температура подводящей воды постоянно ниже, чем в первичной. Применяется там, где $m_{SEK} > m_{PRIM}$, т. е. чаще всего для напольного отопления.

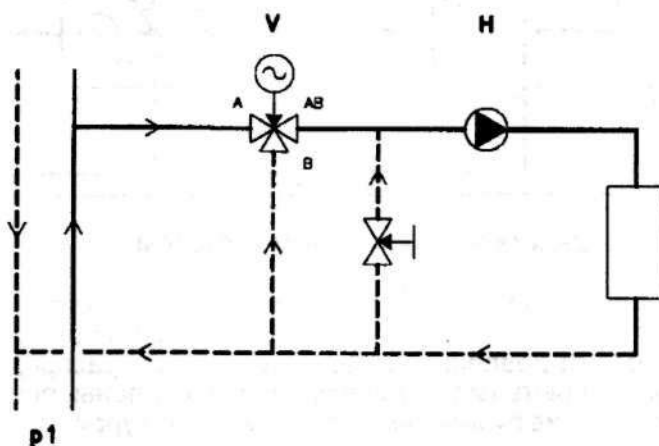


Рис. 3.19. Схема регулирования трехходовым вентиляем для напольного отопления.

Авторитет вентиля определен как $a = \frac{\Delta p_V}{\Delta p_V + p_1}$.

Для всей цепи действителен баланс

массовый: $m_{SEK} = m_{PRIM} + m_{ZKRAT}$

тепловой: $m_{SEK} \cdot (t_{1SEK} - t_{2SEK}) = m_{PRIM} \cdot (t_{1PRIM} - t_{2PRIM})$ где $t_{2PRIM} = t_{2SEK}$

Ручной регулирующий вентиль установлен на потерю давления при массовом расходе. Напор циркуляционного насоса H рассчитан на общую потерю давления секундарной части, регулирующего вентиля V и потерю давления p_1 .

3.5.3 Цепи распределителей

Отдельные виды включений распределителей можно в общем разделить согласно функциям и использованному регулируемому элементу. С точки зрения использованных элементов (регулирующих органов) и способа включения речь идет

- о включении с напорным распределителем
 - а) с постоянным расходом
 - б) с переменным расходом
- о включении с безнапорным распределителем

В последующих схемах включения вышеуказанных цепей были использованы способы включения секундарных цепей, которые были приведены в предыдущих абзацах.

3.5.3.1. Напорный распределитель с постоянным расходом

На рис 3.20 показаны возможные варианты включения секундарных потребительских цепей для напорного распределителя с постоянным расходом в распределителе и коллекторе.

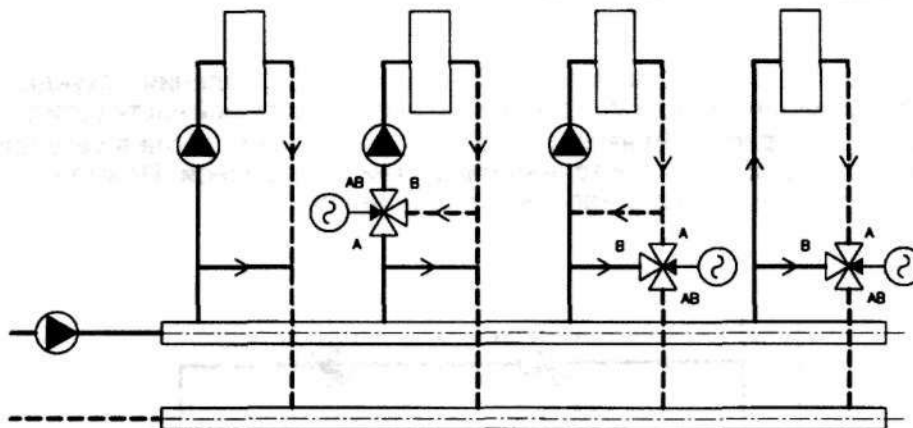


Рис. 3.20 Напорный распределитель с постоянным расходом

На подающем трубопроводе к распределителю установлен циркуляционный насос, который обеспечивает подачу теплоносителя. Требующийся напор этого насоса выведен из цепи с наибольшей потерей давления, остальные узлы на распределителе, имеющие избыток давления, должны быть гидравлически приспособлены, причем самым частым решением является оснащение ручной регуливающей арматурой.

3.5.3.2. Напорный распределитель с переменным расходом

Для напорного распределителя с переменным расходом (рис. 3.21.) действительны те же условия, что и в предыдущем примере.

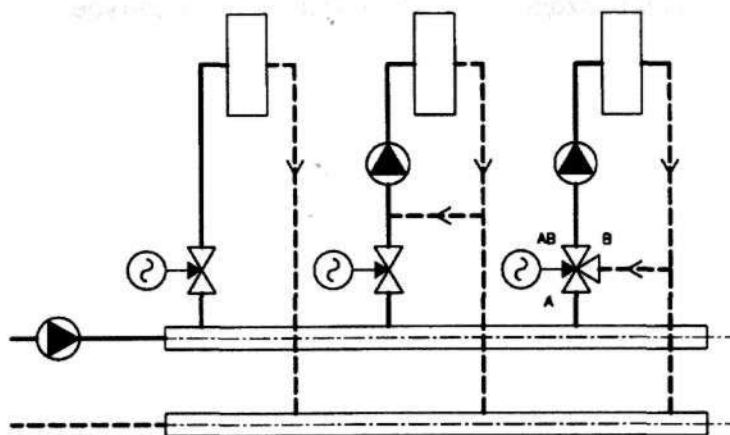


Рис. 3.21. Напорный распределитель с переменным расходом

Главное различие состоит в использованных способах включения потребительских цепей. Таким способом присоединенные цепи со своими регулирующими узлами не позволяют осуществлять (при правильном расчете), так называемый, прямой перепуск воды прямо в коллектор. Следовательно, появляется возможность охлаждать циркулирующую воду.

3.5.3.3. Безнапорный распределитель

Как видно из рисунка 3.22, здесь также были использованы схемы, которые в предыдущих абзацах были обозначены как цепи с пассивным давлением в первичной части.

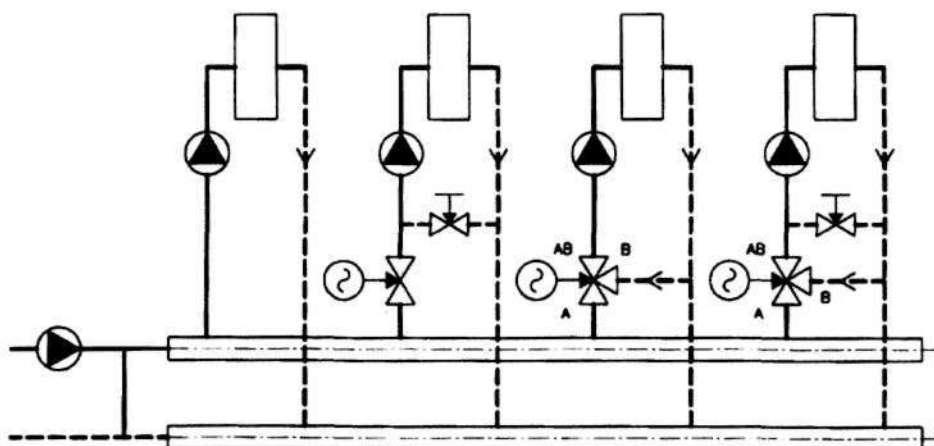


Рис. 3.22. Схема включения безнапорного распределителя.

Упомянутое отсутствие напора обеспечено трубой короткого соединения (или термогидравлическим распределителем) перед распределителем и коллектором. Другим вариантом для безнапорного исполнения является присоединение распределителя и коллектора на обоих концах, тем самым элиминируем дифференциальное давление от первичного насоса.

В заключении данной главы следует снова обратить внимание на необходимость комплексного рассмотрения проектируемых систем. Если требуется действительно надежная работа проектируемой системы, целесообразно еще при расчете проверить больше рабочих состояний, которые могут возникнуть во время эксплуатации оборудования. Качественная передача тепла возможна только при оптимальных условиях, именно, при правильном расходе и соответствующей температуре.

4. РЕГУЛИРУЮЩИЕ И ЗАПОРНЫЕ ВЕНТИЛИ LDM

Регулирующие вентили находятся в фирме LDM на ведущей позиции и представляют большую часть продукции фирмы. Диапазон их применения в зависимости от конкретного типа очень широкий: от отопления и воздухотехники по самые трудоемкие энергетические системы и атомную энергетику. Исполнение по материалу: аустенитная нержавеющая сталь и специальные сплавы, находящие применение в химической промышленности, а также в других промышленных отраслях.

4.1. Регулирующие вентили ряда COMAR line

Если мы упорядочим регулирующие вентили из ассортимента фирмы LDM по восходящей согласно параметрам, для которых они предназначены, на первой ступени будут находиться вентили типа ряда RV 111 с коммерческим названием COMAR line. Речь идет об изделии, введенном на рынок в 2000 году, которое предназначено для отопления и установок кондиционирования воздуха.

Эта арматура изготовлена из серого чугуна, имеет компактную конструкцию с наружной присоединительной резьбой, производится в двухходовом и трехходовом исполнении. Диапазон диаметров в свету DN 15 до 40, условное давление PN 16, тем не менее их можно использовать для комплектации в оборудовании уже от PN 2,5. Составной частью поставки вентилей являются присоединительные концы, позволяющие альтернативное резьбовое, фланцевое или приварное исполнение присоединения арматуры к трубопроводу, и обеспечивающие быстрый и беспроблемный монтаж на трубопровод.

Материалы, использованные для изготовления дроссельной системы, которая состоит из конуса из качественной коррозиестойкой стали и мягких уплотнительных элементов, обеспечивающих практически герметическую плотность в обеих ветвях, позволяют эксплуатировать данную арматуру не только в тепловодных и горячеводных регулирующих цепях, но и на производствах с некоторыми характерными свойствами среды, например, цепи охлаждения в устройствах кондиционирования воздуха. Кроме применения для воды и воздуха, вентили можно использовать для работы с охлаждающими средами, температура которых выше нуля, например, с гликолем с концентрацией до 50%, водой со спиртом или с нашатырным спиртом.

Вентили могут комплектоваться с приводами, позволяющими осуществлять 3-пропорциональное или непрерывное управление, включая, при необходимости, аварийную функцию.

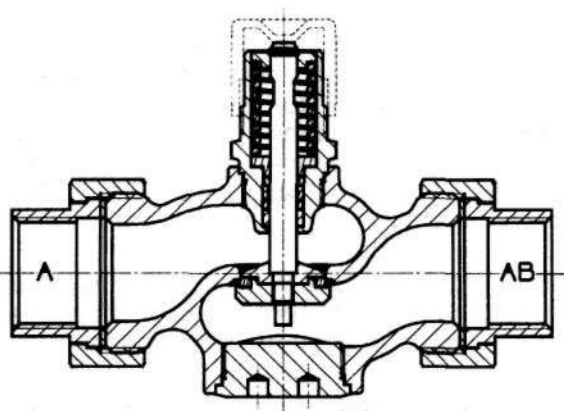


Рис. 4.1. Регулирующий вентиль RV 111/T в двухходовом исполнении

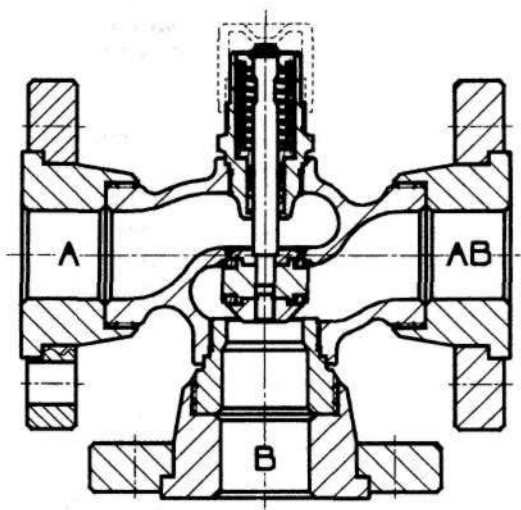


Рис. 4.2. Регулирующий вентиль RV 111/F в трехходовом исполнении

Изделие имеет некоторые характерные свойства, благодаря которым получило ряд преимуществ. Отличается минимальными строительными размерами и массой, качественной регулирующей функцией и высокой плотностью. Имеет в распоряжении единственную в своем роде характеристику LDMspline®, которая оптимизирована в соответствии с параметрами привычных рабочих характеристик теплообменников. Благодаря безмуфтовому исполнению крепления, в значительной степени упрощен монтаж привода на арматуру и отпадает в то же время потребность в настройке. Составной частью поставки вентиля является маховик, позволяющий временно или в аварийной ситуации управлять вентилем вручную.

Кроме DN 15, вентили изготавливаются в однозначно определенном диапазоне значений Kvs и исполнении, что упрощает их спецификацию (см. таб. 1).

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Вентиль	Регулирующий вентиль	RV											
2. Обозначение типа	Вентиль с наружной резьбой		111										
3. Тип управления	Маховик с возмож. присоединения эл.привода			R									
4. Исполнение	Двухходовое				2								
	Трехходовое				3								
5. Материал корпуса	Серый чугун				3								
6. Расходная характеристика	Линейная					1							
	LDMspline®					3							
7. Kvs	Номер столбика согласно таб. Kvs коэффиц.						X						
8. Условное давление PN	PN 16							16					
9. Макс. температура °C	140 °C								130				
10. Условный проход DN	DN 15 до 40										XX		
11. Присоединение	Винтовая резьба												T
	Фланец с грубым уплотнительным выступом												F
	Приварная резьба												W

Таб. 4.1. Составление типового номера вентиля COMAR line

4.2. Регулирующие вентили и регуляторы дифференциального давления ряда BEE line

Новинкой 2001 года была регулирующая арматура нового поколения ряда RV 122 BEE line, исходящая из вентиля ряда COMAR line, но предназначенная для применения в более трудоемких областях эксплуатационных параметров.

Речь идет о двухходовой арматуре из чугуна с шаровидным графитом, с высокой точностью исполненной разгруженной дроссельной системой. Диапазон предлагаемых условных проходов: DN 15 до 50, условное давление PN 25. Вариативное исполнение присоединений с резьбовыми или приварными патрубками, или фланцевое исполнение так же, как у ряда COMAR line, позволяет использовать эту арматуру в системах с условным давлением уже от PN 25.

Не требующий ухода сальник с EPDM уплотнительными элементами является стандартом, гарантируется практически нулевая неплотность затвора в закрытом состоянии, благодаря мягким уплотнительным элементам. Разгруженный конус вместе с седлом, изготовленный из качественной коррозиестойкой стали, позволяет длительный срок использовать эту арматуру при высоких рабочих перепадах давления (до значения PN). Требующиеся управляющие усилия приводов, благодаря разгруженному конусу, минимальные.

Специфическим свойством этих вентиля является возможность их оснащения механизмом для ограничения расхода. Ограничитель при помощи второго конуса позволяет установить условный расход через арматуру независимо от значения Kvs вентиля.

Вентили пригодны для работы с такой средой, как вода, горячая вода и воздух до температуры 150°C, а также для охлаждающих смесей, например, вода со спиртом и гликоль до 50%-й концентрации. Находят свое применение во всех видах отопления, кондиционирования воздуха и холодильном оборудовании.

В комплекте с соответствующими приводами позволяют осуществлять управление при помощи 3-пропорционального или непрерывного сигнала по желанию заказчика, включая возможную аварийную функцию.

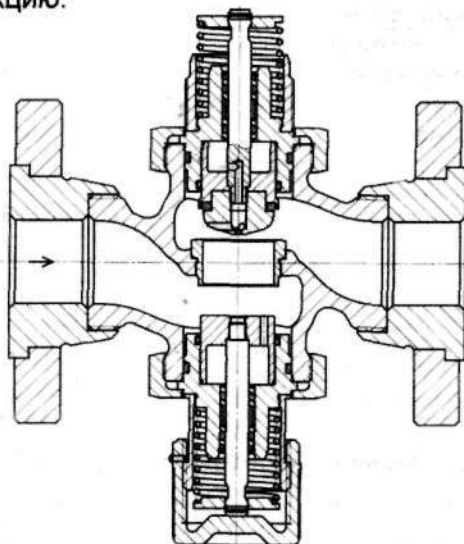


Рис. 4.3. Разгруженный регулирующий вентиль RV 122 BEE line с ограничителем расхода

Составной частью ряда BEE line являются регуляторы дифференциального давления RD 122. Они предназначены для обеспечения постоянного дифференциального давления на оборудовании в пределах от 10 до 410 кПа.

Регуляторы прямого действия, управляемые средой, образованы разгруженным исполнением основного вентиля и управляющей головкой с резиновой мембраной. Поверхность мембраны обеспечивает хорошую чувствительность конуса к изменениям напорных отношений при минимальных рабочих давлениях. В исполнении с дифференциальным давлением 10 или 20 кПа управляемое давление жестко установлено производителем, в исполнении с дифференциальным давлением в высших диапазонах плавно регулируется посредством настройки управляющей пружины. Имеется также исполнение с ограничителем расхода.

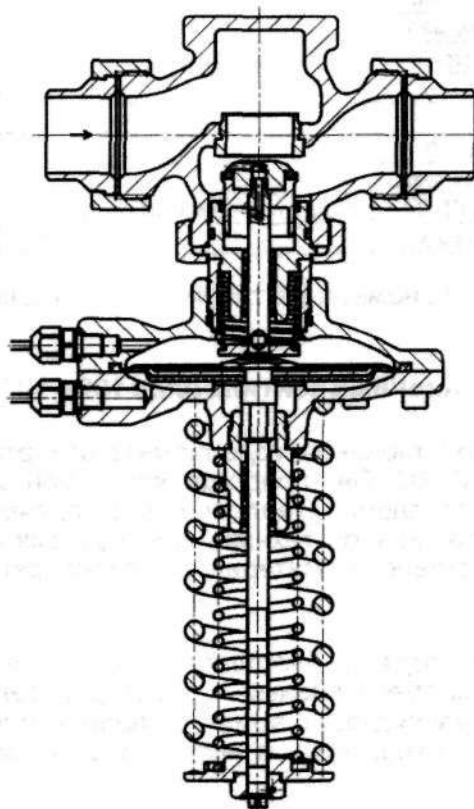


Рис. 4.4. Регулятор дифференциального давления RD 122 BEE line с регулируемым Δp

		XX	XXX	X	X X	X X	XX	/	XXX	-	XX	/	X
1. Вентиль	Регулирующий вентиль	RV											
2. Обозначение типа	Вентиль с наружной резьбой		122										
3. Тип управления	Регулирующий вентиль			R									
	Регулир. вентиль с ограничителем расхода			P									
4. Исполнение	Двухходовое				2								
5. Материал корпуса	Чугун с шаровидным графитом EN-JS 1030				4								
6. Расходная характер.	LDMspline*					3							
7. Kvs	Номер столбика согласно таб. Kvs коэффиц.						X						
8. Условное давление PN	PN 25							25					
9. Макс. температура °C	150 °C								150				
10. Условный проход DN	DN 15 до 50										XX		
11. Присоединение	Винтовая резьба												T
	Фланец PN 25 с грубым уплотнителем. выступом												F
	Приварная резьба												W

Таб. 4.2. Составление типового номера вентилей RV 122 BEE line

		XX	XXX	X	XXXX	XX	/	XXX	-	XX	/	X	
1. Вентиль	Регулятор давления прямого действия	RD											
2. Обозначение типа	Разгруженный		122										
3. Функция	Регулятор дифференциального давления			D									
	Регулятор диф. давл. с ограничителем расхода			P									
4. Исполнение	С жестко установленным давлением				1								
	С регулируемым диапазоном давления				2								
5. Диапазон настройки регулируемого давления	DN 15 - 25	10 kPa			11								
		15 - 60 kPa			22								
		30 - 210 kPa			23								
		60 - 400 kPa			24								
	DN 32 - 50	10 kPa				10							
		20 kPa				11							
		25 - 70 kPa				22							
		40 - 220 kPa				23							
	70 - 410 kPa				24								
6. Импульсный трубопровод	Стандартный 1,6 м				1								
	Удлиненный 2,5 м				2								
7. Kvs	Номер столбика согласно таб. Kvs коэффиц.					X							
8. Условное давление PN	PN 25						25						
9. Макс. температура °C	150 °C							150					
10. Условный проход DN	DN 15 до 50										XX		
11. Присоединение	Винтовая резьба											T	
	Фланец PN 25 с грубым уплотнителем. выступом											F	
	Приварная резьба											W	

Таб. 4.3. Составление типового номера вентилей RD 122 BEE line

4.3. Регулирующие и редукционные вентили ряда 102 и 103

Постоянными (и первыми собственными изделиями) в ассортименте LDM являются вентили типоряда RV 102 и RV 103. Они представляют собой вентили PN 16, предназначенные для применения в отоплении (тепловодное и горячеводное, RV 102 также для паровой системы) и вентиляционной технике или в других областях, если позволяют использованные для их изготовления материалы с точки зрения коррозии и химической стойкости.

Конструкция арматуры трехходовая, благодаря цилиндрическому конусу с вырезами, вентиль может работать как смесительный и распределительный. Простой заглушкой одного хода преобразуем в двухходовую арматуру, прямую или угловую. Вентили RV 102 изготовлены из бронзы, с нарезными присоединительными патрубками (рис. 4.5),

исполнение RV 103 отличается фланцевым корпусом из серого чугуна (рис. 4.6). Остальные детали подобные (латунный корпус и тяга из нержавеющей стали), совпадают также и основные технические параметры обоих исполнений. Расходная характеристика стандартно линейная, поставляется и равнопроцентная характеристика в прямой ветви. Оба типа изготавливаются с диаметрами DN 15 до 50.

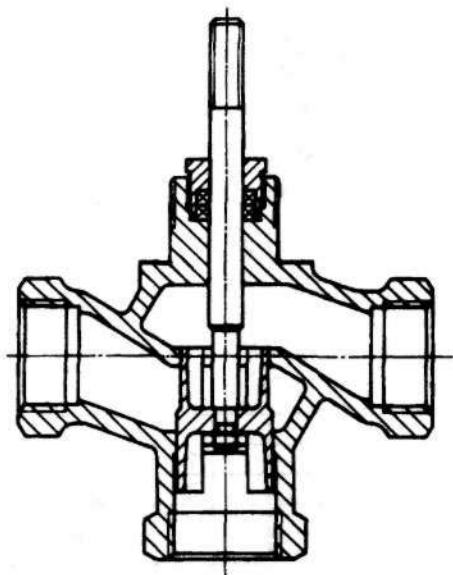


Рис. 4.5. Регулирующий вентиль RV 102

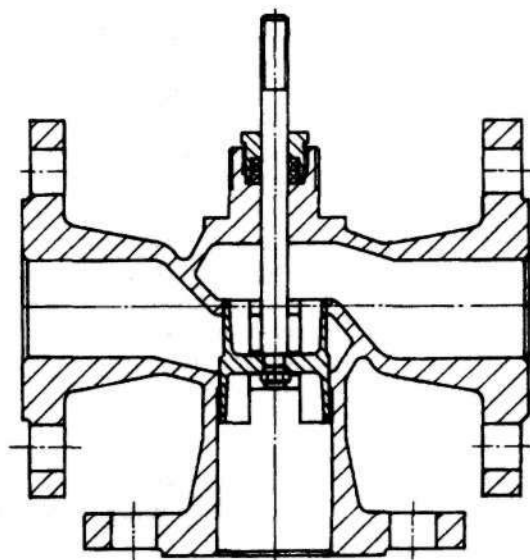


Рис. 4.6. Регулирующий вентиль RV 103

Вентили могут быть снабжены маховиком, но чаще электромеханическим или электрогидравлическим тяговым приводом, позволяющим в зависимости от желания осуществлять трехпропорциональное или непрерывное управление, включая аварийную функцию. Имеется широкая шкала чешских и иностранных приводов, которыми можно укомплектовать вентили по желанию заказчика

Функциональное составление типового номера позволяет точно специфицировать параметры данной арматуры и ее обратное декодирование (таб. 4.4.)

		XX	XXX	XXX	XX	XX	XX	/	XXX	-	XX
1. Вентиль	Регулирующий вентиль	RV									
2. Обозначение типа	Вентиль из латуни		102								
	Вентиль из серого чугуна		103								
3. Тип управления	Электромеханические приводы			E							
	Электрогидравлические приводы			H							
Производитель	Маховик			R							
	Landis & Staefa (Siemens)			L x							
	Sauter			S x							
	Johnson Controls			C x							
	Belimo			B x							
	ZPA Nová Paka			N x							
	Ekorex			R x							
4. Исполнение	Для RV 102	Резьбовое двухходовое прямое			1						
		Резьбовое двухходовое угловое			2						
		Резьбовое трехходовое смесительное			3						
	Для RV 103	Фланцевое двухходовое прямое			4						
		Фланцевое двухходовое угловое			5						
		Фланцевое трехходовое смесительное			6						
5. Материал корпуса	Серый чугун			3							
	Латунь			5							
6. Расходная характеристика	Линейная				1						
	Равнопроцентная				2						
7. Kvs	Ном. столбика согласно таб. Kvs коэф.					X					
8. Условнре давл.	PN 16						16				
9. Рабочая темп. °C								140			
10. Условный проход	DN									XX	

Таб. 4.4. Схема составления типового номера вентиляей RV 102 и RV 103

На базе вентиляей RV 102 и RV 103 были созданы регуляторы давления прямого действия. Регуляторы давления на выходе (редукционные вентили) обозначаются RV 102 V (V- выход) и RD 103 V (рис. 4.7), регулирующие вентили для регулирования дифференциального давления обозначаются RD 102D (D - дифференциальное) и RD 103 D (рис. 4.8).

Имеются в виду пропорциональные регуляторы прямого действия (без вспомогательной энергии), управляемые протекающей средой. Их преимущество заключается в стабильной работе, благодаря разгруженному конусу, и в высокой плотности затвора, который достигается при использовании торообразного кольца из материала EPDM на уплотнительной поверхности седла. Материал рабочей мембраны позволяет применять данную арматуру при температуре до 140°C.

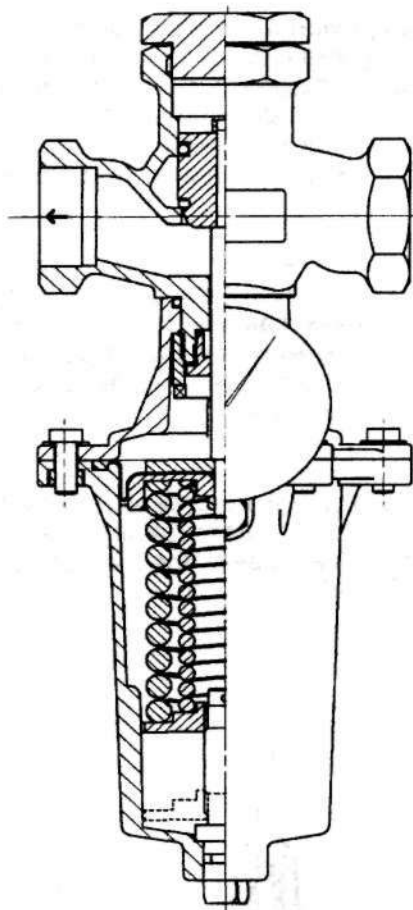


Рис. 4.7. Регулятор давления на выходе RD 102 V

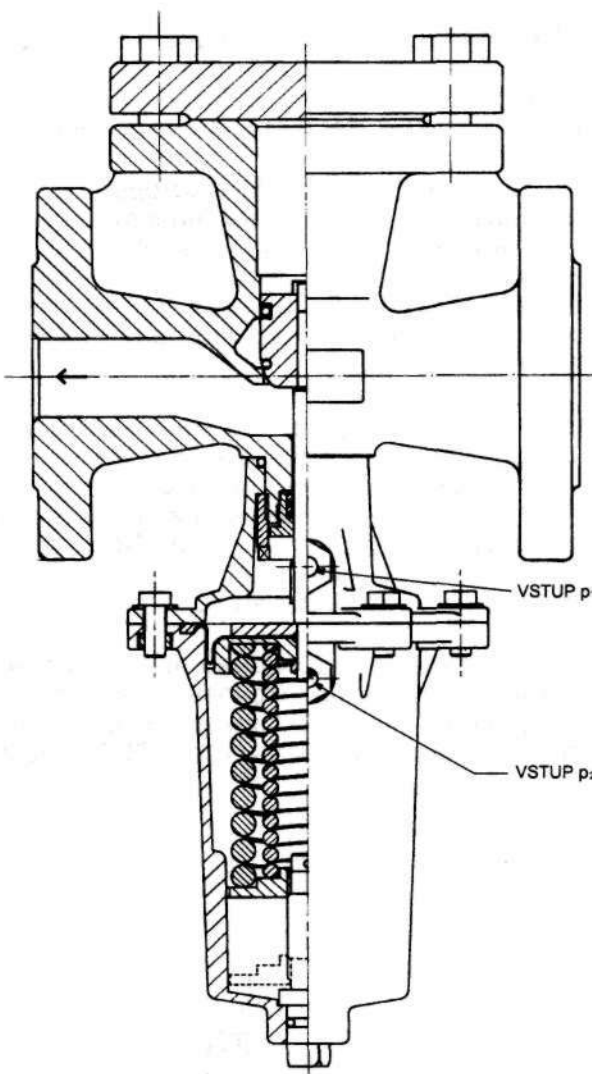


Рис. 4.8. Регулятор дифференциального давления RD 103 D

Диапазоны давления этой арматуры указаны в таб. 4.5

		XX	XXX	XXX	XX	/	XXX	-	XX
1. Вентиль	Регулирующий вентиль прямого действия	RD							
2. Обозначение типа	Вентиль из латуни		102						
	Вентиль из серого чугуна		103						
3. Функция	Регулятор давления на выходе			V					
	Регулятор дифференциального давления			D					
4. Исполнение	V	С прямым входом редуцированного давления		1					
		С входом давления из отбора из трубопровода		2					
	D	Без манометров		3					
		С манометрами		4					
5. Диапазон установки дифференц. давления	0,04 до 0,1 МПа		1						
	0,08 до 0,3 МПа		2						
	0,2 до 0,65 МПа		3						
	0,3 до 1,0 МПа		4						
6. Условное давл.	PN 16				16				
7. Рабочая темп. °С							140		
8. Условный проход	DN								XX

Таб. 4.5. Диапазон настройки давления вентилях RD

4.4. Регулирующие вентили ряда 2хх

Рассмотрим арматуру RV 210 до RV 235, представляющую значительную группу изделий с большим количеством вариантов исполнения.

Вентили ряда RV 21х, корпус которых образован из современного литья, обладающего отличными литейными и механическими качествами, - чугуна с шаровидным графитом, предназначены для регулирования расхода среды в горячеводной и паровой системах, изготавливаются в напорных ступенях PN 16 и PN 40. Область применения: теплообменные станции, теплофикационные цепи и передающие станции, а также низконапорные части паровых циклов электростанций на окаменелое (твердое) топливо или секундарные цепи АЭС.

Материальные вариации описанной арматуры RV 21х, обозначенной как RV 22х (вентили из стального литья) и RV 23х (исполнение из нержавеющей стали) расширяют возможности применения этих изделий в трудоемких областях, таких, как энергетика, и в технологических цепях в химической промышленности, нефтехимии, газовой промышленности, холодильных цепях и т. п.. Для самого тяжелого применения, а именно, в химической и нефтехимической промышленности, предназначен ряд RV 24х, где корпус изготовлен из хромоникелевого сплава (Monel, Hasteloy).

Вентили ряда RV 2хх обычно имеют составную конструкцию и изготавливаются в нескольких исполнениях. Основным является решение RV 2х0, представляющее собой двухходовой прямой вентиль (см. рис. 4.9). Конструкция прямого вентиля иногда обозначается английской аббревиатурой PDTC (Push Down To Close).

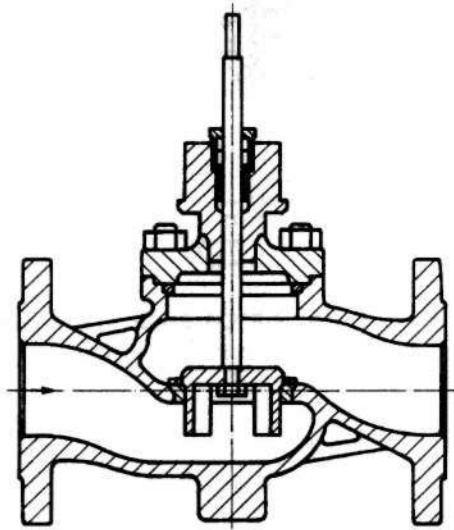


Рис. 4.9 Регулирующий вентиль RV 210

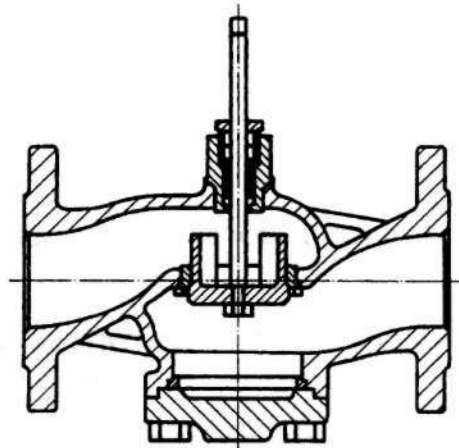


Рис. 4.10. Регулирующий вентиль RV 211

Корпус вентиля с каналами обтекаемой формы был конструирован с учетом минимальной массы, что значительно упростило манипуляцию во время производства, при монтаже и уходе.

Конус из нержавеющей стали цилиндрический с вырезами, в малых проходах с фасонной регулирующей частью. В вентилях, используемых в неблагоприятных рабочих условиях (например, при кавитации в жидкости или при надкритическом течении паров и газов) конус может быть решен как перфорированный. Седло вентиля, также из нержавеющей стали, по желанию может быть оснащено PTFE кольцом, обеспечивающим на длительный период высокую плотность затвора (так наз., "мягкое седло"). В тяжелых рабочих условиях арматуру можно снабдить седлом с наплавкой слоя твердого сплава на уплотнительных поверхностях. Решение сальника имеет несколько вариантов: уплотнительный блок с торообразным кольцом или PTFE манжетами, экспандированный графит или сильфон для самых тяжелых условий.

В любом случае ставится ударение на высокую надежность и долгосрочную плотность при минимальном обслуживании.

Вентили ряда RV 2x1 имеют аналогичную конструкцию, но предназначены для применения приводов с, так называемой, реверсивной функцией (привод закрывает по направлению вверх, т. е. вентиль закрывает при движении тяги наружу из вентиля), к чему приспособлена и компоновка арматуры. Последняя, собственно говоря, повернута "головой вниз" (см. рис. 4.10). Такое исполнение вентиля обозначается английской аббревиатурой PDTO (Push Down To Open).

Из этих двух основных исполнений выходит конструкция разгруженного вентиля, обозначенного RV 2x2, в реверсивном исполнении - RV 2x3 (рис. 4.11).

Принцип разгруженного вентиля основывается на образовании закрытой полости над регулирующим конусом и соединении этой полости разгрузочным отверстием с каналом на обратной стороне конуса. Тем самым сбалансируются давления, действующие на конус, который не будет нагружаться добавочными силами от давления среды. Такое решение позволяет применять относительно слабые приводы для управления арматурой больших диаметров в свету и при высоких перепадах давления.

Такая арматура является основой так называемых аварийных затворов, регулирующих вентилях, оснащенных электрогидравлическими или электрическими приводами с предохранительной функцией, которые обеспечат в случае прекращения подачи напряжения перестановку арматуры в требуемое исходное положение.

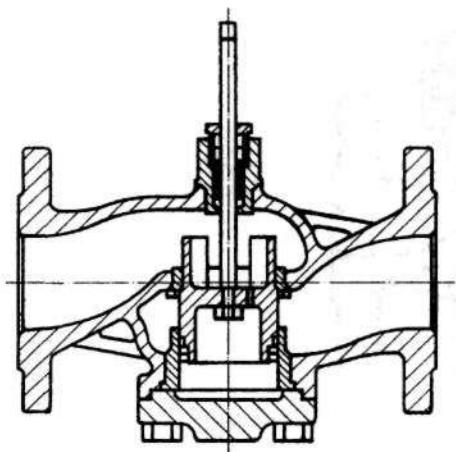


Рис. 4.11 Регулирующий вентиль RV 213

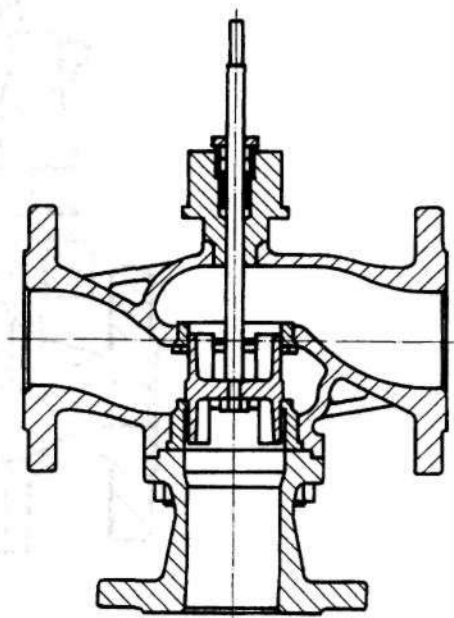


Рис. 4.12 Регулирующий вентиль RV 214

Последним типом арматуры этого ряда являются трехходовые вентили RV 2x4 (рис. 4.12) и RV 2x5, предназначенные для смешивания и распределения расхода среды. Они отличаются друг от друга тем, что вентили RV 2x4 способны плотно закрывать как прямую, так и угловую ветвь (закрываемую), т. к. могут быть оснащены в обеих ветвях седлом с PTFE уплотнением, но в вентилях RV 2x5 отсутствие моментного выключателя (это касается электрогидравлических приводов Siemens и Sauter) в нижнем положении не позволяет плотно закрывать угловую ветвь, что необходимо учитывать при применении (неплотность около 2% Kvs).

Все вышеприведенные типы вентилях можно поставлять оснащенными конусами с линейной или равнопроцентной расходной характеристикой, двухходовые вентили, кроме того, с параболической характеристикой (квадратической), и начиная с 2000 года с оптимизированной характеристикой для применения в области отопления LDMspline®.

Широкий диапазон значений Kvs предоставляет возможность проектантам и потребителям рассчитать и применять арматуру без излишнего завышения размеров или занижения мощности.

Более того, составная конструкция арматуры позволяет простую перестройку, например, при изменении параметров оборудования (изменение Kvs или характеристики), которую в большинстве случаев можно провести прямо на месте эксплуатации. При необходимости можно поставить арматуру с заказанным значением Kvs и нестандартной расходной характеристикой.

Наименьшее поставляемое значение Kvs вентилях LDM от $0,1 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$, достигнутое в вентилях RV 210 с микродроссельной системой (рис. 4.13). Эта арматура была разработана для использования в паровых компактных обменных станциях для регулирования мощности со стороны конденсата, тем не менее арматура используется в испытательных лабораториях и промышленности для регулирования очень малых расходов.

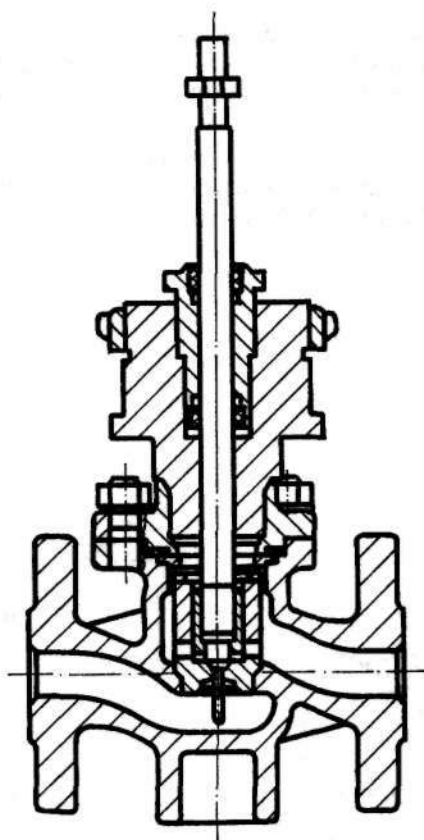


Рис. 4.13 Микродроссельная система вентиля RV 210

Арматура ряда RV 2xx комплектуется пневматическими, электромеханическими или электрогидравлическими прямолинейными приводами чешских и известных иностранных производителей, что позволяет осуществлять управление от простого трехпропорционального по управлению унифицированным пневматическим или токовым сигналом с обратной связью.

Применение прямых тяговых приводов обеспечивает, особенно в комплекте с разгруженным вентилем, при низких перестановочных усилиях высокую точность регулирования, долгосрочную надежность и долговечность привода.

Составление типового номера указанной арматуры, так же, как и остальных изделий фирмы LDM, позволяет точную спецификацию вентиля, включая приводы, и их обратное декодирование. В фирме архивируется информация обо всей поставленной арматуре, в т. ч. при ремонте, например, достаточно указать производственный номер арматуры для обнаружения данных об используемом вентиле и обеспечении запасными частями или сервисом со стороны авторизированной организации.

		XX	XX X	XX X X	XX X X X	XX X	- XX	/ XXX	- XXX	XX
1. Вентиль	Регулирующий вентиль	RV								
	Аварийный затвор	HU								
	Запорный вентиль	UV								
2. Обозначение типа	Вентиль из чугуна с шаров. граф.		2 1							
	Вентиль из стального литья		2 2							
	Вентиль из коррозиестойкой стали		2 3							
	Вентиль прямой		0							
	Вентиль реверсивный		1							
	Вентиль прямой разгруженный		2							
	Вентиль реверсивный разгруж.		3							
	Вентиль смесительный		4							
3. Тип управления	Электромеханический привод			E						
	Электродравлический привод			H						
	Пневматический привод			P						
Изготовитель			XX							
4. Присоединение	Фланец с грубым уплот. выступом				1					
	Фланец с выточкой				2					
5. Материал корпуса	Чугун с шаровидным граф. 1.0619				1					
	Углеродистая сталь EN - JS 1025				4					
	CrMoV сталь 1.7357				7					
	Нержавеющая сталь 1.4581				8					
	Другой материал по договору				9					
6. Уплотнение в седле	Металл-металл				1					
	Мягкое уплотнение (металл-PTFE)				2					
	Наплавка уплот. поверхностей слоем твердого сплава				3					
7. Вид сальника	Торообразное кольцо EPDM				1					
	PTFE				3					
	Экспандированный графит				5					
	Сильфон				7					
	Сильфон с предох. сальником PTFE				8					
	Сильфон с предох. сальником графит				9					
8. Расходная характеристика	Линейная					L				
	Равнопроцентная в прямой ветви					R				
	Запорная					S				
	LDMspline®					U				
	Параболическая					P				
	Линейная перфорированный конус					D				
	Равнопроцентная перфор. конус					Q				
Параболическая перфор. конус					Z					
9. Kvs	Номер столбика согласно таб. Kvs					X				
10. Условное давление PN	PN 16						16			
	PN 40						40			
11. Рабочая температура °C	Торообразное кольцо EPDM							140		
	PTFE, сильфон							220		
	PTFE, сильфон							260		
	Экспандир. графит / сильфон							300		
	Экспандир. графит / сильфон							400		
	Экспандир. графит / сильфон							550		
12. Условный прох.	DN								XXX	
13. Исполнение	Нормальное									
	Взрывобезопасное									Ex

Таб. 4.6. Схема составления типового номера вентилей RV 210 до 235

4.5. Запорные вентили ряда 2х6

Сильфонные вентили UV 2х6 это ручная запорная арматура для длительной эксплуатации, не требующая ухода. Служит для плотного запора (отставки) главных ветвей, байпасов и трубопроводов для отбора проб в горячеводных и пароводных цепях. Они находят свое применение на электростанциях, теплостанциях, обменных и передающих станциях, и в обычном отоплении.

Арматура производится во фланцевом исполнении с диаметрами DN 15 до 150, напорный класс PN 16 и 40. Материал корпуса и бугельной крышки: стальное углеродистое литье (RV 226), коррозионностойкие стали (RV 236) или хромоникелевые сплавы, как Monel или Hasteloy (RV 246).

Вентили UV 2х6 R оснащены сильфонным уплотнением, которое защищено от повреждения механическими включениями трубкой. Предохранительный сальник из экспандированного графита представляет собой предохранитель от утечки среды при возможном повреждении сильфона. Исполнение UV 2х6 S оснащено полноценным сжимаемым сальником из экспандированного графита. Плоский конус на наваренном седле обеспечивает плотность, соответствующую строжайшим критериям в соответствии с европейскими стандартами (практически без просачивания в закрытом состоянии). Далее конус при движении и в открытом состоянии защищен от вибраций.

Невозвышающийся маховик можно применять в тесном пространстве; благодаря конструкции бугеля, существует возможность использовать маховик и при высокой или, наоборот, очень низкой температуре среды.

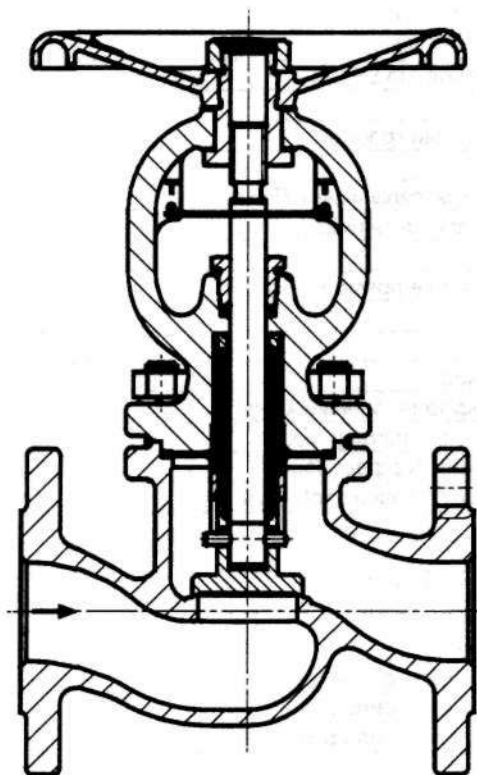


Рис. 4.14. Сильфонный запорный вентиль UV 226

Двигательный механизм гарантирует низкие перестановочные усилия при открытии и закрытии, их величина остается на протяжении срока действия постоянной. Отчетливый указатель обеспечивает легкую идентификацию положения затвора в настоящий момент.

Традиционно в арматуре LDM наглядный типовой номер обеспечивает простую спецификацию и точную идентификацию вентиля при расчете и применении изделия.

		XX	XXX	XXX	XX	/	XXX	-	XXX	XX
1. Вентиль	Запорный вентиль	UV								
2. Обозначение типа	Сильфонный запорный вентиль из стального углеродистого литья 1.0619		226							
	Сильфонный запорный вентиль из коррозионностойкого стального литья 1.4581		236							
3. Тип управления <small>¹⁾ не использовать для исполнения Ex</small>	Маховик / сильфон с предохранительным клапаном			R						
	Маховик / экспандированный графит ¹⁾			S						
4. Исполнение присоедин.	Фланец с грубым уплотнительным выступом			1						
5. Материал корпуса <small>²⁾ только в исполнении R</small>	Углеродистое стальное литье 1.0619 / углеродистое стальное литье 1.0619			1						
	Коррозионностойкое стальное литье 1.4581 / углеродистое стальное литье 1.0619 ²⁾			3						
	Коррозионностойкое стальное литье 1.4581 / коррозионностойкое стальное литье 1.4581			8						
	Другой материал по договоренности (например, WN 1.7357, никел.сплав ит.д.)			9						
6. Условное давление PN	PN 16				16					
	PN 40				40					
7. Макс. температура °C	350 °C					350				
8. Условный проход DN	DN 15 до 150							XXX		
9. Исполнение	Нормальное									
	Взрывобезопасное									Ex

Таб. 4.7. Схема составления типового номера вентиля UV 2x6

Арматура для параметров, превышающих PN 40, описана в гл. 8.

Как видно из предыдущего краткого описания, ассортимент регулирующей и запорной арматуры LDM включает в себя большой диапазон применений в обычных промышленных отраслях, отоплении и централизованном снабжении теплом, что соответствует долгосрочной концепции развития фирмы, которая ставит перед собой цель быть надежным и качественным партнером потребителей регулирующей арматуры и максимально удовлетворять их требованиям.

5. РЕГУЛИРОВАНИЕ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОГО ДАВЛЕНИЯ

5.1. Нарастание давления на регулирующей арматуре

Если какая бы то ни была система оснащена двухходовыми регулируемыми вентилями, то во время эксплуатации в ней изменяются расход и дифференциальное давление, так как каждый двухходовой вентиль регулирует посредством изменения расхода. В результате этого, кроме изменения расхода через отопительную или охлаждающую систему, изменяется дифференциальное давление (рис. 5.1.). Такие системы называются системами с переменным расходом или динамическими системами. Это явление особенно заметно в системах, где таким способом регулируются все точки отбора, т. е., например, системы с термостатическими радиаторными вентилями, не зависящие от давления передающие станции или воздухонагревательные установки.

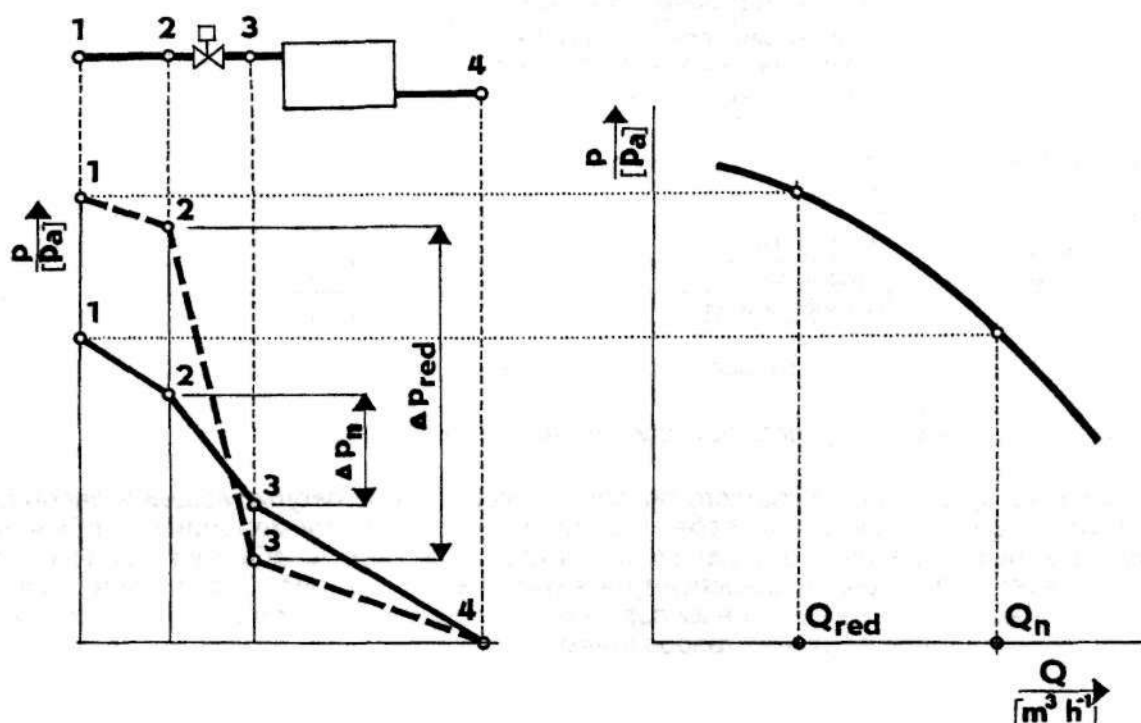


Рис. 5.1. Нарастание дифференциального давления при закрытии регулирующего вентиля

На рис. 5.1 целая система, включая вентиль, рассчитана на условную (расчетную) потерю давления Δp_n при условном расходе Q_n , и изображена жирной линией в левой части рисунка (точки 1, 2, 3, 4). Участок 1-2 представляет потерю давления подающего трубопровода, 2-3 - потерю давления регулирующей арматуры и 3-4 потерю обычной точки отбора (в нашем случае радиатора), включая обратный трубопровод.

При статистической обычной эксплуатации (кроме расчетного состояния) регулирующая арматура будет в какой-то мере закрыта. В правой части рис. 5 изображено смещение по характеристике насоса, это значит, что при низшем расходе Q_{red} в сети будет более высокое динамическое давление. С падением расхода сети будет наблюдаться в окружающем трубопроводе более низкая потеря давления (пунктиром 1-2, 3-4) и остаток доступного давления в данном месте отбора будет дросселироваться вентилем (2-3, Δp_{red}). В результате это влияет на регулирующие свойства вентиля и появляется нежелательный шум, особенно в термостатических вентилях радиаторов. В связи с вышесказанным делаем вывод: нарастание дифференциального давления на регулирующей арматуре способствовано двумя факторами: нарастанием давления насоса при низшем расходе и падением потерь в трубопроводной сети.

5.2. Насосы с переменными оборотами

Для ограничения нарастания дифференциального давления в настоящее время часто используют насосы с переменными оборотами, как с частотными преобразователями, встроенными в клеммник для меньшей мощности, так и с отдельными преобразователями и преобразователями давления, которые используются для больших мощностей, но ничего, кроме экономической причины, не мешает таким образом компоновать и малые насосы.

Из рисунка 5 видно, что регулируемый изменением частоты насос не может гарантировать постоянное давление на регулирующей арматуре, т. к., как упоминалось ранее, нарастание давления на регулирующей арматуре способствовано и падением собственных потерь давления трубопроводной сети (обычно всех жестких сопротивлений), что может играть важную роль в современных отопительных системах или в холодильных системах, где такие сопротивления могут быть значительными. Поэтому на рис. 5.2 приводится пример обменной станции с пластинчатыми (ламельными) обменниками, где собственная обменная станция имеет потерю давления 40 кПа, трубопроводная сеть - 10 кПа и присоединенная зависимая по давлению отопительная система, включая термостатические радиаторные вентили, - 20 кПа.

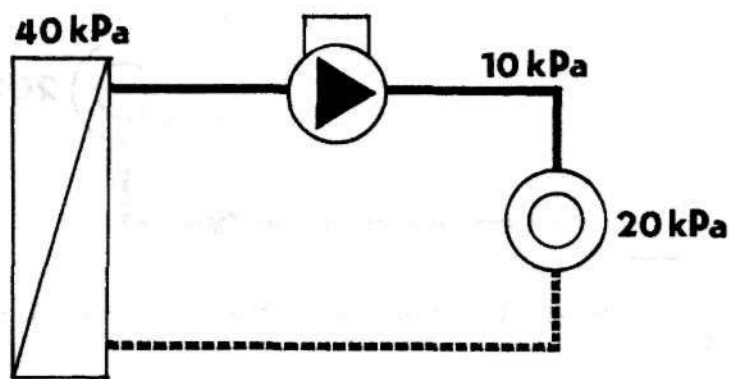


Рис. 5.2. Обменная станция с частотно управляемым насосом (встроенный преобразователь)

В соответствии с рисунком будет необходимо при вводе в эксплуатацию установить напор насоса на сумму всех частных потерь системы, т. е., на $40 + 10 + 20 = 70$ кПа.

В связи с тем, что в системах, которые оснащены термостатическими вентилями, при нормальной эксплуатации значительно падает расход (30 - 50% -е падение относительно условного расхода), будет во второй степени потеря давления всех жестких гидравлических сопротивлений (трубопровод, ручная арматура и т. п.). В случае, изображенном на рис. 5.2, предположим, что моментальный реальный расход через систему половинный, значит потери давления трубопроводной сети и собственные потери обменной станции уменьшатся на одну четвертую. Но насос установлен на постоянное давление 70 кПа и на термостатических вентилях в таком случае будет доступное давление $70 - 10 - 2,5 = 57,5$ кПа. В такой ситуации можем с уверенностью предполагать, что отопительная система будет шумной.

По этой причине начали некоторые изготовители производить, так называемые, "интеллектуальные" управляемые частотой насосы, где напор (давление) насоса понижается пропорционально расходу. Такой способ управления называется пропорциональным, но потому, что нельзя при нулевом расходе достичь нулевого напора, всегда существует определенное напорное отклонение относительно идеальной параболической характеристики. Применяя указанные насосы, следует хотя бы ориентировочно просчитать параметры сети при сниженном расходе, чтобы определить, стоит ли принимать во внимание напорное отклонение. Как правило, чем выше собственная потеря давления сети, тем больше риск повышенного шума регулирующей арматуры, что относится и к вышеуказанным насосам.

На рис. 5.2 изображен насос с преобразователем, встроенным в клеммную коробку. Установленное дифференциальное давление в этих машинах определяется из расчетов электрических величин, поддерживается между фланцами машины (точнее, прямо в рабочем колесе), поэтому эти насосы должны быть настроены также на преодоление собственной потери давления источника. В крупных насосах, где используются исключительно (почти) отдельные (самостоятельные) частотные преобразователи с напорными преобразователями, ситуация немного благоприятнее, благодаря возможности теоретически любого размещения напорных датчиков, но принципиально встречаемся с той же проблемой (рис. 5.3.).

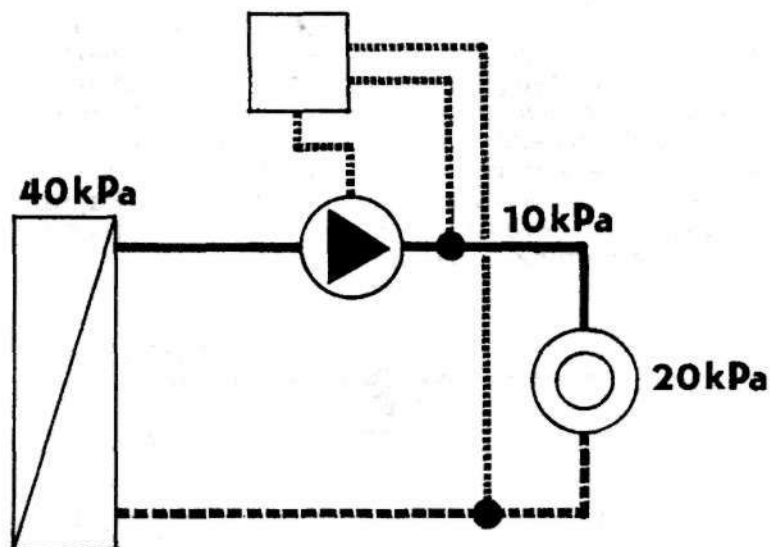


Рис. 5.3. Обменная станция с частотно управляемым насосом (отдельный преобразователь)

Предположим, что расход изменяется так же, как и в предыдущем случае, трубопроводная сеть и отопительная система такие же, напорные преобразователи установлены на пороге источника, например, на главном распределителе и коллекторе. Напор насоса снова будет установлен на сумму всех частных потерь системы, но в этом случае уже без собственной потери давления источника (давление снимается "за" источником), т.е. $10 + 20 = 30$ kPa. И в этом случае напор насоса при условном давлении расхода будет $= 70$ kPa, тем не менее, благодаря размещению преобразователя давления, была устранена потеря давления источника (преобразователя), т.е. установка на 30 kPa правильная. Хотя такое включение элиминирует собственную напорную потерю источника, но в таком случае при пониженном расходе будет на термостатических вентилях доступное давление: $30 - 2,5 = 27,5$ kPa, что с большой вероятностью опять станет причиной повышенного уровня шума.

Из приведенных примеров видно, что даже применение насосов с переменными оборотами не решает проблему с нарастанием дифференциального давления на регулирующей арматуре и поэтому приходится использовать на крупных объектах или распространенных системах (высшая потеря давления жестких сопротивлений) другие стабилизирующие средства. Эксплуатационные проблемы без дальнейшей стабилизации дифференциального давления, как было указано выше, ухудшаются с повышающимися потерями давления трубопроводной сети при условном расходе.

По этой причине следует рассматривать управляемые посредством частоты насосы, прежде всего, как замечательное средство для экономии электроэнергии, которая представляет 50% по сравнению с неуправляемым насосом. Частотно управляемые насосы имеют все предпосылки для длительного срока службы и отличаются меньшим шумом.

5.3. Перепускные вентили

Перепуск это часто применяемый способ защиты от нарастания дифференциального давления, особенно с точки зрения цены. С точки зрения конструкции в большинстве случаев используются резиновые перепускные вентили, которые дешевле по сравнению с перепускными вентилями на базе преобразованных регуляторов дифференциального давления. На рис. 5.4. приводится пример включения перепускного вентиля в систему, с чисто технической позиции - на конец ветви по причине постоянной достаточной температуры подачи перед регулирующим вентилем. Перепускные вентили включаются параллельно с защищенным участком.

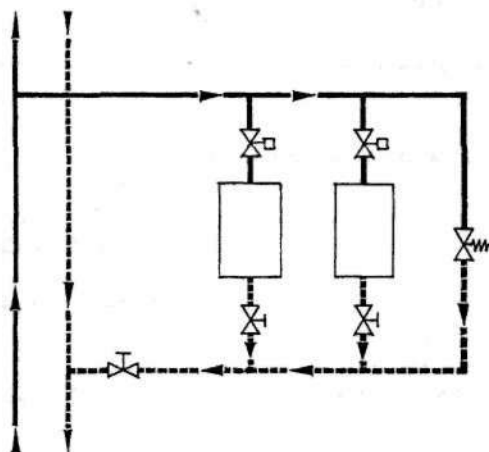


Рис. 5.4. Перепускной вентиль в системе

Функция перепускных вентилях при закрытии регулирующей арматуры основана на перепуске избыточного количества теплоносителя из подачи в обратный трубопровод, тем самым поддерживая практически постоянный расход через систему, включая напорные отношения. Следовательно, постоянное дифференциальное давление при использовании перепускной арматуры косвенно поддерживается при помощи стабилизации расхода в отдельных ветвях. Перепускные вентили поддерживают повышение температуры обратного трубопровода и таким образом, в переходном периоде температура обратного трубопровода незначительно отличается от температуры подачи, что оказывает прямое влияние на собственные тепловые потери трубопроводной сети.

Определенную проблему представляет расчет перепускного вентиля, так как не известно точно, какая доля полного расхода будет перепущена. Более того, если проведем расчет перепуска на пятах стояков, скорее всего, каждый стояк (в зависимости от своего назначения и положения) будет показывать разное перепускное количество. Поэтому выбор процентного отношения перепускного количества к условному зависит только от проектанта и обычно выбирается в пределах 30 - 100 % (согласно конкретной ветви трубопроводной сети или по опыту). С этим тесно взаимосвязана настройка перепускного вентиля (рис. 5.5).

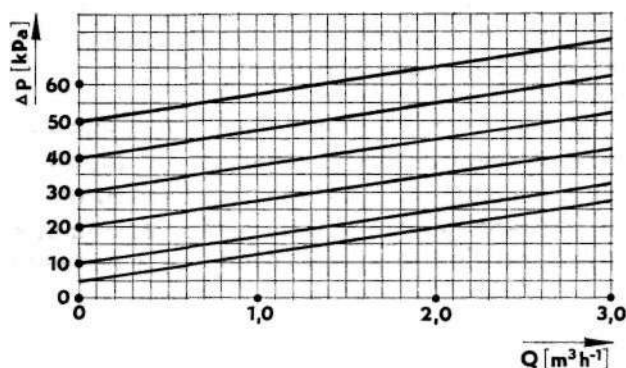


Рис 5.5. Обычный расчетный график перепускного вентиля

Если требуется дифференциальное давление в ветви, например, 20 кПа и перепускное количество, например, $2 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$, из расчетного графика видно, что следует или установить открывающее избыточное давление на 5 кПа, чтобы удерживать дифференциальное давление в цепи 20 кПа при $2 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$, или акцептировать дифференциальное давление 35 кПа при данном расходе для установленного избыточного давления 20 кПа, что представляет собой отклонение 75% от установленного значения. Этот факт дан тем, что перепуск тоже имеет свою собственную потерю давления, которая далее отражается в защищенном участке, поэтому расчетные графики перепускных вентилях имеют восходящую характеристику с увеличивающимся расходом. Из предыдущих рассуждений вытекает, что перепускные вентили должны были бы отличаться низкой потерей давления, а тем самым самой плоской характеристикой.

Мы предполагали, что перепускное количество = $2 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$ - правильное значение. В связи с упомянутым разбросом процентной перепускной доли, 30 - 100%, на практике получаем еще большее отклонение, если размеры вентиля не были завышены на 100% перепускного количества. Здесь можем сказать, что, чем меньше перепускная процентная доля из полного расходного количества, тем больше риск возникновения гидравлических проблем при низшем расходе. Поэтому следовало бы перепускные вентили завязать на как можно большее перепускное количество из полного расхода на данном участке.

Исходя из вышесказанного, было бы нецелесообразно рассчитывать термостатические вентили на границу их шумоустойчивости (не обрабатывать допускаемые производителем максимальные перепады давления), чтобы сохранить определенный люфт для предела пропорциональности перепускного вентиля. Это касается и регуляторов дифференциального давления.

Перепускные вентили используют иногда для стабилизации напора насоса, когда их размещают в его байпасе (малое оборудование). Такое решение невыгодно с точки зрения напорного отклонения, описанного выше, и с точки зрения постоянного перекачиваемого количества, где такое решение практически не приносит никакой экономии в водоподъемных работах, но главным достоинством можно считать то, что данное решение не поддерживает повышение температуры обратного трубопровода.

5.4. Регуляторы дифференциального давления

Стабилизировать дифференциальное давление в системе можно при помощи регуляторов дифференциального давления. Работают по принципу ограничения (дросселирования) избыточного давления при частичном закрытии двухходовых регулирующих вентилях, тем самым перенимают их повышенную потерю давления (с некоторыми оговорками их можно сравнить с редукционными вентилями). С позиции своей функции они поддерживают достаточное охлаждение обратного трубопровода, их использование в комбинации с частотно управляемым насосом приносит экономию в водоподъемной работе (изменяется расходное количество через систему). В общем можно констатировать, что регуляторы дороже пружинных перепускных вентилях, благодаря более сложной конструкции (мембрана, разгруженный конус, напорные отборы и т. п.), а также потому, что в отличие от перепускных вентилях, рассчитываются на полный расход (большие диаметры в свету). Размещаются под пятой стояков (с технической точки зрения лучшее решение) или на пяте объекта (более дешевое решение). В систему монтируются последовательно с защищенным участком.

На рис. 5.6 наглядно изображен состав (доли) потерь давления на полной потере давления системы. Отдельные компоненты обозначены как Δp_{ps} (потеря давления трубопроводной сети) и ее характеристика (ch_{ps}), Δp_{sv} (потеря давления ручного вентиля стояка) и его характеристика (ch_s) и Δp_{tv} (потеря давления термостатического вентиля, обычно двухходового регулирующего вентиля). Границей является, как и в случае на рис. 5.1, характеристика насоса ch_c .

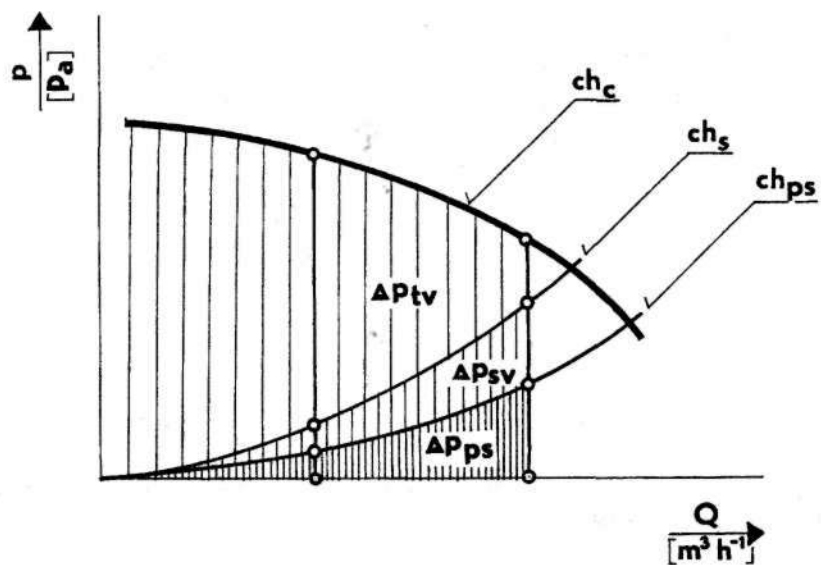


Рис. 5.6. Нарастание давления на термостатическом вентиле при уменьшении расхода

На рис. 5.6, как и на рис. 5.1, видно отличающиеся (переменные) доступные давления, которые при изменении (уменьшении) расхода должен обрабатывать регулирующий вентиль.

Если включим в цепь регулятор дифференциального давления согласно рис. 5.7, то поведение защищенного по давлению участка будет соответствовать рис. 5.8.

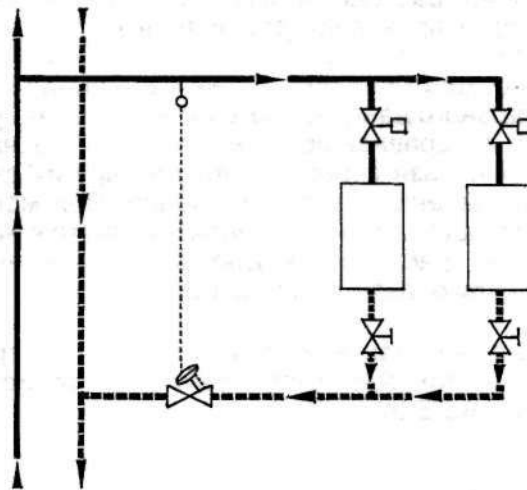


Рис. 5.7. Регулятор дифференциального давления в системе

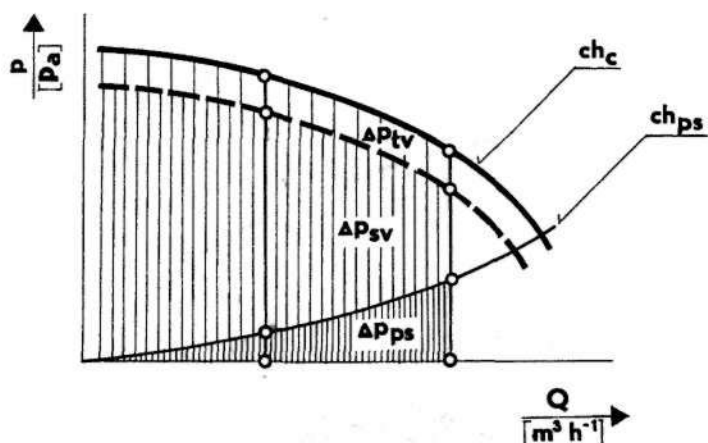


Рис. 5.8. Напорные отношения в системе после установки регулятора дифференциального давления

На рис. 5.8 отдельные компоненты опять обозначены как Δp_{ps} (потеря давления трубопроводной сети), а ее характеристика (ch_{ps}), Δp_{sv} (потеря давления регулятора дифференциального давления) и Δp_{tv} потеря давления двухходового регулирующего вентиля, например, термостатического вентиля для радиатора). Из вышеприведенного рисунка видно, что регулятор дифференциального давления работает как дроссельный (редукционный) вентиль и обеспечивает постоянные напорные условия для работы регулирующего вентиля, не зависящие от расхода.

Регуляторы дифференциального давления изготавливаются во многих вариантах, крупная арматура оснащена отделенным отбором давления (в большинстве случаев их можно использовать, немного переделав, для перепуска или для недооцененной у нас динамической стабилизации расхода в комплекте с расходомерной диафрагмой), в мелкой (до DN 50) многие производители используют один отдельный отбор (для высшего давления), и другой отбор (для низшего давления) является неотъемлемой частью вентиля (обычно проходит по просверленному каналу в конусе арматуры). Такие регуляторы дифференциального давления имеют четко заданную полярность давления, что удешевляет арматуру по сравнению с регуляторами, оснащенными отделенными отборами давления, но их нельзя использовать для других функций, обычно предлагаемых регуляторами дифференциального давления. При монтаже необходимо четко соблюдать указания производителя, что обозначает монтаж на обратный трубопровод и соблюдение направления расхода. Регуляторы с отделенными отборами можно монтировать на подающий или обратный трубопроводы.

Регуляторы дифференциального давления относятся к группе прямолинейных пропорциональных регуляторов и как таковые имеют свои характеристики и соответствующие регулирующие отклонения (рис. 5.9).

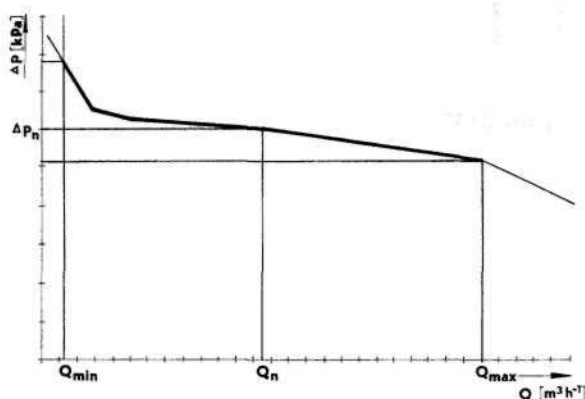


Рис. 5.9. Общая зависимость фиксированного дифференциального давления от расхода регулятора дифференциального давления

Из рис. 5.9 видно, что при понижении расхода через регулятор установленное дифференциальное давление будет подниматься и наоборот. Из этого вытекает, принимая во внимание уже упомянутое падение расхода, что в регуляторе дифференциального давления ни в коем случае нельзя применить завышенные размеры, т. к. потом он вынужден часто работать в области (особенно в комбинации с падением расхода), где его давление на выходе слишком высокое (на 60 - 80 % больше, чем установленное значение) и нестабильное, т. к. почти все регуляторы дифференциального давления, благодаря своей конструктивной компоновке, не могут работать при расходах, приближающихся к нулю.

На рис. 5.10. изображена характеристика редукционного вентиля RD 102 V DN 25, из которой вытекает сравнение функции редукционного вентиля и регулятора дифференциального давления.

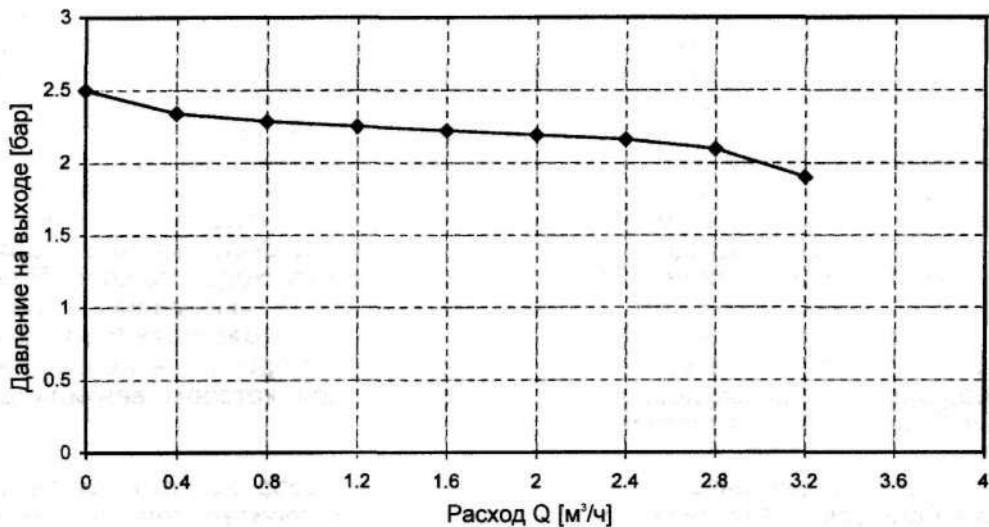


Рис 5.10. Характеристика редукционного вентиля RD 102 V DN 25

Из рисунка видно, что редукционный вентиль отличается плоской характеристикой, большим диапазоном расходов, способен работать при нулевом расходе, т. е. не теряет работоспособность в критических состояниях. Эти свойства отличают редукционные вентили от регуляторов дифференциального давления в общем, но если требуется, то производятся регуляторы дифференциального давления LDM, работающие при нулевом расходе: ряд RD 102, RD 103 и RD 122 (см. пример на рис. 5.11, где изображена характеристика регулятора дифференциального давления RD 122 D DN 40.

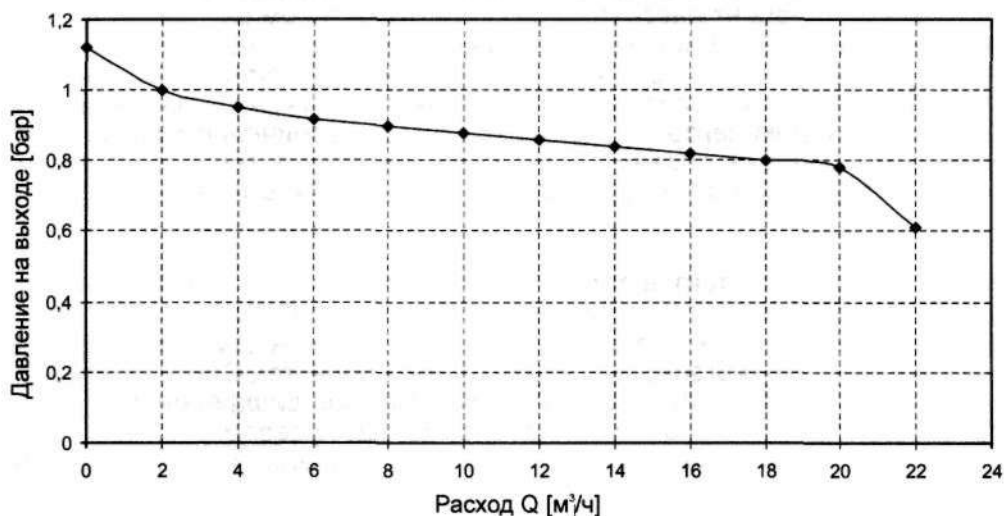


Рис. 5.11. Характеристика регулятора дифференциального давления RD 122 D DN 40

Так же, как и на рис. 5.10, вентиль на рис.5.11 сохраняет свою функцию при минимальных или нулевых расходах, т.е. арматура не теряет свои редуцирующие свойства ни при каких обстоятельствах, что значительно облегчает расчет. Данное обстоятельство позволило проектировать регуляторы дифференциального давления LDM только на основании K_v значения без каких-либо ограничений, так же, как и все регулирующие вентили.

5.5. Расчет регулятора дифференциального давления

Вспомним, что еще в первой половине 90-ых годов 20-го столетия эта арматура проектировалась в соответствии с пределами пропорциональности разных проходов регулятора при заданном расходе. В документации были определены области применения каждого диаметра в свету для определенного диапазона расходов, которые перекрывались (для определенного расхода можно было выбрать до семи проходов или K_v значений!), проектировщики без глубоких теоретических знаний плохо ориентировались в ситуации, что приводило к ошибочным результатам (завышение размеров). В связи с тем, что предел пропорциональности регулятора дифференциального давления в принципе задает отклонение давления от установленного значения, то такая документация заставляла выбрать больший проход, у которого было меньшее отклонение для заданного расхода (меньший предел пропорциональности), что приводило к завышению размеров арматуры. Однако регуляторы дифференциального давления, за редким исключением, не работают как настоящие редуцирующие вентили, и поэтому очень часто эта арматура работала и работает в области нестабильного давления на выходе, что способствовало почти у всех производителей тем, что под определенным минимальным расходом (разным у каждого изделия) регулятор теряет функцию и при расходах близких к нулю стабилизируется давление перед и за арматурой. По этой причине в некоторой документации содержались рекомендации, чтобы расход, при котором вентиль должен работать, не был ниже 30% расчетного расхода.

Последняя рекомендация зачастую была невыполнимой, особенно в стояках, где расход колеблется в большом диапазоне (в массовом жилищном строительстве - в стояках в кухне и спальне). Хотя бы для частичного улучшения такого состояния стали в проектной документации задавать для каждого прохода три значения расхода (рис. 5.9), которые были найдены так: регулятор дифференциального давления был установлен на определенное значение дифференциального давления и потом снижали расход до такой степени, пока достигли отклонения +30% от установленного значения. Таким способом был найден расход Q_{min} . Для определения расхода Q_{max} расход повышали до такой степени, пока отклонение давления не достигло -15%. Эти значения расходов были внесены в проектную документацию как диапазон применимости регулятора с условием, что проектировщик будет рассчитывать вентиль между Q_{max} и Q_n . Благодаря этому, появилась какая-то гарантия у относительно качественной арматуры, что даже при сниженном расходе регулятор не попадет в область высших отклонений давления при условии, что не упадет на порядок процент расчетного расхода, т.к. в таком случае регулятор теряет свою функцию и дифференциальное давление на регулирующей арматуре растет теоретически до бесконечности, практически до значения доступного давления в данном месте. Все стремления производителей были направлены на как только можно большее упрощение проектной документации одновременно с ограничением риска несоответствующего расчета. Другими словами, старались свести на минимум риск того, что регулятор при эксплуатации будет работать со слишком малым расходом для данного прохода.

Первый способ расчета состоит в том, что проектировщик поместит требующийся расход между Q_{max} и Q_n у наиболее соответствующего прохода, а тем самым расчет практически готов. Значение дифференциального давления определяется суммой потерь давления всех элементов в защищенной зоне (см. второй способ расчета). Следовательно, первый способ расчета предназначен для расчета тех регуляторов дифференциального давления, у которых отсутствует определенное давление при нулевом расходе. После этого следует подобрать K_v значение регулятора дифференциального давления, учтенное в гидравлическом расчете сети.

Второй способ расчета исходит из расчета обычного двухходового регулирующего вентиля и предназначен для той арматуры, которая имеет определенное значение дифференциального давления при нулевом расходе (как редукционные вентили). Объясним на примере:

Требуется рассчитать регулятор дифференциального давления по схеме на рис. 5.12, имея следующие данные: среда вода, 70 °С, статическое давление в точке присоединения 800 kPa (8 бар), доступное давление в точке присоединения $\Delta p_{DISP}=110$ kPa (1,1 бар), потери давления $\Delta p_{\text{трубопровод}}=10$ kPa (0,1 бар), $\Delta p_{\text{потребитель}}=20$ kPa (0,2 бар), $\Delta p_{\text{вентиль}}=30$ kPa (0,3 бар), условный расход $Q_{NOM}=12$ м³·ч⁻¹.

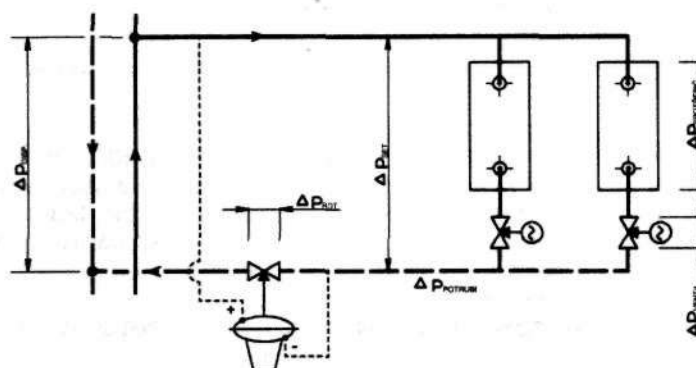


Рис. 5.12. Пример включения регулятора дифференциального давления

Потеря давления регулятора дифференциального давления должна быть $\Delta p_{RDT} = \Delta p_{DISP} - \Delta p_{SET}$, где $\Delta p_{SET} = \Delta p_{\text{вентиль}} + \Delta p_{\text{потребитель}} + \Delta p_{\text{трубопровод}}$ и потом $\Delta p_{RDT} = 110 - (30 + 20 + 10) = 50$ kPa (0,5 бар). Следовательно, Kv значение

$$Kv = \frac{Q_{NOM}}{\sqrt{\Delta p_{RDT}}} = \frac{12}{\sqrt{0,5}} = 17 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Предохранительный припуск на рабочий допуск (только при условии, что расход Q не был превышен) определим как

$$Kvs = (1,1 \text{ до } 1,3) \cdot Kv = (1,1 \text{ до } 1,3) \cdot 17 = 18,7 \text{ до } 22,1 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$$

Из серийно производимого ряда Kv значений подберем ближайшее высшее значение, т. е. $Kvs = 20$ м³·ч⁻¹, которому в зависимости от конкретного производителя будет соответствовать определенный проход. Далее определим требуемое дифференциальное давление регулятора, которое дано суммой потерь давления защищенного участка $\Delta p_{SET} = \Delta p_{\text{вентиль}} + \Delta p_{\text{потребитель}} + \Delta p_{\text{трубопровод}} = 30 + 20 + 10 = 60$ kPa (0,6 бар).

Следует заметить, что в регуляторах дифференциального давления не всегда Kv значения производятся в рядах, как в обычных регулирующих вентилях (атипичный ход по сравнению с моторной регуливающей арматурой), поэтому целесообразно ознакомиться перед расчетом Kv с конкретными данными регулятора дифференциального давления данного производителя.

Обобщая вышесказанное, можем сделать следующий вывод относительно общего принципа расчета регуляторов перепада давления:

- 1) Нельзя завышать размеры регулятора давления и производить расчет "на глаз". Эта рекомендация не обязательна для регуляторов перепада давления LDM (ряды RD 102, RD 103, RD 122), т. к. здесь отсутствует опасность потери функции арматуры при минимальных расходах, тем не менее, с точки зрения экономии и качества следовало бы принять во внимание упомянутую рекомендацию.
- 2) Если регулятор предназначен для стабилизации перепада давления на термостатических вентилях, давление не должно быть слишком высоким (8 - 10 kPa вполне достаточно)

- 3) Регулятор должен быть размещен вблизи защищенного потребителя (потребителей)
- 4) Регулятор должен иметь плавно регулируемое значение дифференциального давления

Здесь очень актуальный п. 3), т. к. регуляторы перепада давления ведут себя, как перепускные вентили, в принципе похоже, как частотно управляемые насосы. Следовательно, если мы поместим регулятор на пяту объекта, который будет иметь высшую потерю давления внутренней трубопроводной сети, например, несимметрично включенные длинные объекты или объекты с прямоточным включением стояков (распределение Тихельманна), будем должны установить его и на преодоление потери давления трубопроводной сети, в результате чего могут возникнуть принципиально одинаковые проблемы при сниженном расходе, как и у частотно управляемых насосов. С теоретической точки зрения их следовало бы поместить на каждый отопительный прибор (потребитель), но в связи с недостаточной базой деталей и с учетом экономии, на практике помещаем их на пяты стояков, которые являются ближайшей к потребителю узловой точкой.

Преимуществом согласно п. 4) является возможность плавного регулирования дифференциального давления. Если у нас в распоряжении будет находиться только регулятор с жестко установленным значением, отклонение которого при низшем расходе вызовет повышение уровня шума системы, то почти не существует возможность упомянутый шум устранить. Если, кроме того, будут завышены размеры регулятора (одновременно объединятся несколько неблагоприятных факторов), мы попадем в безвыходную ситуацию. Поэтому с технической точки зрения преимуществом является применение плавно настраиваемых регуляторов, где существует возможность снижения перепада давления или точного приспособления к конкретной системе. Таким образом можем приспособить регулятор к системе, а не наоборот, что позволяет с точки зрения давления "посадить" систему ниже.

5.6. Сравнение регулирования перепада давления и перепуска

Прежде, чем сравнивать оба способа стабилизации дифференциального давления, следует понять принцип работы обоих описанных способов. Стабилизацию перепада давления перепуском можем назвать косвенной, т. к. достигается посредством стабилизации расхода. Поэтому можем считать системы с перепуском статическими, т. к. в них, в отличие от систем с регуляторами перепада давления, практически не изменяется расход. Главные свойства обоих способов вытекают из принципа их функции.

Перепуск является дешевым вариантом именно потому, что использованная арматура в большинстве случаев имеет более простую конструкцию и меньшие проходы, чем в таком же оборудовании с регуляторами перепада давления. Регулирование перепада давления намного дороже, благодаря сложной конструкции арматуры и большим проходам, т. к. они должны быть рассчитаны на 100% -й расход.

В системах, оснащенных перепускной арматурой, следует считаться, кроме почти постоянного расхода, с относительно высокой температурой обратного трубопровода, которая в переходном периоде очень приближается к температуре подачи, что влечет за собой тепловые потери распределительных механизмов. С другой стороны, такое решение бывает приемлемо для блочных котельных с котлами на твердое топливо и газообразное топливо (постоянный расход, высокая температура обратного трубопровода). Установка частотно управляемых насосов на таким образом оснащенных системах имеет смысл только в случае точного приспособления насоса к системе, но в связи с практически постоянным перекачиваемым количеством не приносит дополнительной экономии в эксплуатации. В связи с вышесказанным теплофикационные общества запрещают применять перепускную арматуру в наружных сетях, исключение представляют только блочные котельные. Перепуск не годится для применения на тепловодных, горячеводных и паровых обменных станциях, где строгим условием поставщика тепла бывает низкая выходная температура конденсата

Системы с регуляторами перепада давления отличаются по сравнению с перепуском высшими заготовительными издержками, способствованными ценой деталей. С другой стороны, имеют много преимуществ, т. е. переменный расход через систему и достаточное охлаждение обратного трубопровода.

6. КОНУСЫ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Свойства в зоне применения любой регулирующей арматуры определяются многими различными факторами. Это данные заложенные при разработке, подборка основных частей, используемые материалы, грамотная теория, конструкция уплотнителей и т. д. Управляющие свойства определяются данными, в первую очередь, используемой дроссельной системы, которая определяет заложенные данные по решению проблем связанных с различными расходами сред через арматуру. Дроссельная система, поэтому, является "сердцем" любой регулирующей арматуры.

6.1. Свойства основных типов регулирующей арматуры

6.1.1. Краны

Краны, в зависимости от исполнения запорной системы, подразделяются на цилиндрические, конусные и шаровые. Для регулирования используются в первую очередь шаровые и конусные краны. Корпус в обоих случаях прямой формы, при полном открытии в самом простом исполнении ничто не препятствует протеканию среды. С точки зрения коэффициента потерь или коэффициента расхода кран с непереходным сечением практически равноценен прямому участку трубопровода. С эксплуатационной точки зрения это замечательное свойство запорного органа, но если от регулирующей арматуры требуется определенный авторитет (т. е. собственная потеря давления по отношению к доступному давлению в данной точке) по причине малой деформации расходной характеристики, то такое решение не подходит. В связи с этим в кранах применяют редукции сечения регулирующего органа. Исполняются или в собственном вращающемся шару, конусе, или в седле. Форма выреза или перфорированная партия определяют расходную характеристику. Функционально краны подходят, прежде всего, для регулирования больших расходов при низких перепадах давления, а также там, где проходы превышают DN 200. В противовес тому простые конструкции не находят широкого применения в меньших проходах, особенно при более высоких перепадах давления. Краны не оказывают большого влияния на подавление дросселированием возникающего шума. Если при дросселировании жидкостей попадем в область кавитации, с большой вероятностью возникнут проблемы с долговечностью седла, а тем самым и плотности.

Запорная система в большинстве случаев "доуплотняется" давлением среды. При температурах приблизительно от 130°C до 150°C используется эластичное резиновое уплотнение (EPDM, витон). При температурах приблизительно от 200°C до 260°C различные модификации тефлона. При температурах выше указанных применяют исключительно уплотнение типа металл-металл. При открытии и закрытии уплотнительные плоскости находятся в постоянном контакте со средой, в результате чего возникают эксплуатационные проблемы при использовании абразивной среды.

Плотность в закрытом состоянии зависит от использованного уплотнительного материала, который значительно влияет на управляющее усилие, которое пропорционально коэффициенту трения и перепаду давления, и может являться лимитирующим фактором, несмотря на то, что на первый взгляд кран имеет независимую по давлению конструкцию.

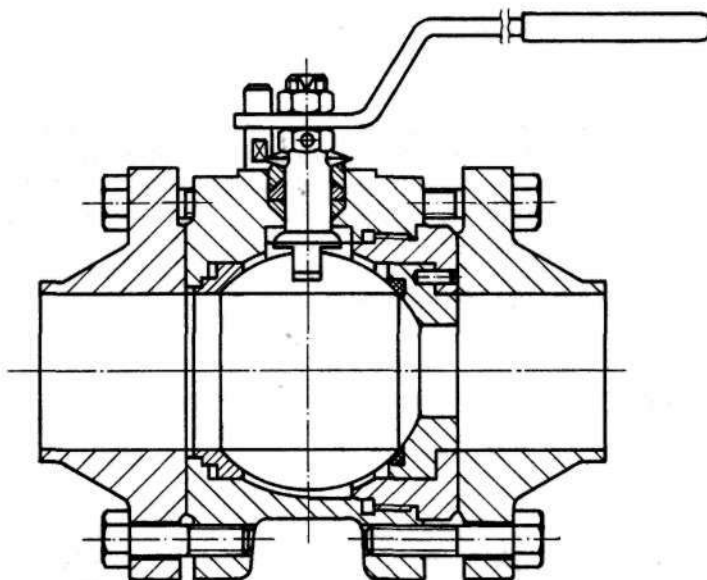
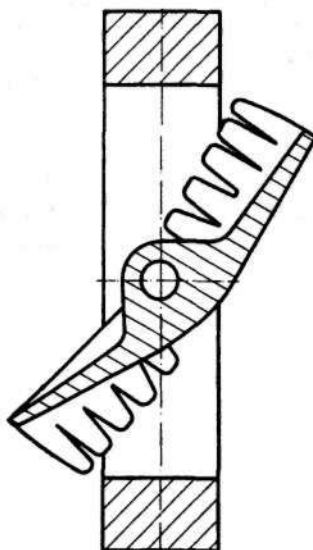


Рис.6.1. Пример конструкции регулирующего шарового крана SVA 4.97

6.2.1. Клапаны

Клапаны по принципу действия приближаются к кранам. Такой же ротационный способ управления. Разница заключается только в том, что собственно в кранах поворачивается часть трубопровода, и в клапане поворачивается запорный орган внутри трубопровода. Большие проблемы по сравнению с кранами возникают с формированием регулирующей партии, где в противоположность "естественной" регулирующей S-кривой удается сформировать только определенные модифицированные линейные характеристики. В сравнении с кранами обладают заметно меньшими управляющими усилиями. Область применения в качестве регулирующей арматуры и основные свойства подобны кранам. Общим для обеих групп арматуры (за исключением специальной конструкции) является практическая невозможность преобразования регулирующих способностей в уже смонтированном состоянии (изменение Kvs , расходной характеристики). Такое вмешательство требует демонтажа арматуры с трубопровода и последующее преобразование у производителя, если возможно.



6.2. Пример конструкции регулирующего клапана

6.1.3. Задвижки

Поступательным движением регулирующего органа задвижки подобны вентилям. Взаимопоступательным движением уплотнительных поверхностей и живым сечением, прямой формой канала при полном открытии приближаются к шаровым кранам. Для образования регулирующей характеристики используются различные фасонные вырезы в нижней кромке запорного клина или вырезы в диске. Область применения та же, что и у регулирующих шаровых кранов, прежде всего для больших проходов и низких перепадов давления.

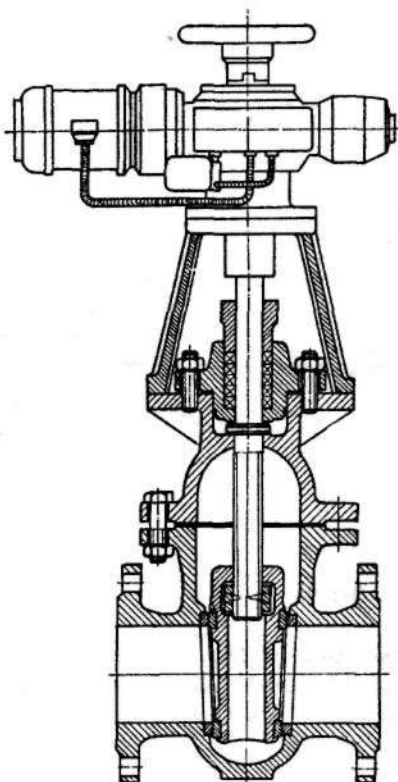


Рис. 6.3. Пример конструкции задвижки

6.1.4. Вентили

Больше всего конструктивных преимуществ при управлении расходом среды предоставляют регулирующие вентили, которые являются чаще всего производимой и используемой регулирующей арматурой. Главными преимуществами являются вариабильность исполнения собственной регулирующей системы "конус-седло" для отдельных применений (микрорасходы, специальные расходные характеристики, многократные системы для работы при высоких перепадах давления, наплавки твердого сплава для абразивной защиты или защиты от кавитации, мягкое уплотнение для достижения большей плотности) и хорошо подобранная форма собственного корпуса вентиля для защиты от действия протекающей среды, возможность элиминации возникновения шума за вентилем.

Для осуществления управления вентиля, когда ось тяги перпендикулярна оси трубопровода, корпус двухходового прямого вентиля изогнут в виде S. Седло и конус разделяют вентиль на две полости входную и выходную, что в значительной степени сохраняется и в процессе регулирования. Среда в процессе протекания через вентиль вынуждена несколько раз изменять направление, что не представляется идеальным с точки зрения достижения наивысшего расхода, однако, такая компоновка предоставляет широкие возможности для встраивания сложнейших дроссельных систем, предназначенных для трудоемких применений. Свойства затвора даны взаимным движением уплотнительных поверхностей конуса и седла по направлению друг против друга. Отличаются довольно большой стойкостью к примесям в среде (в зависимости от использованного материала

и конструкции), относительно точно определенным управляющим усилием, которое, кроме конструкции с разгруженным конусом, заметно зависит от перерабатываемого перепада давления.

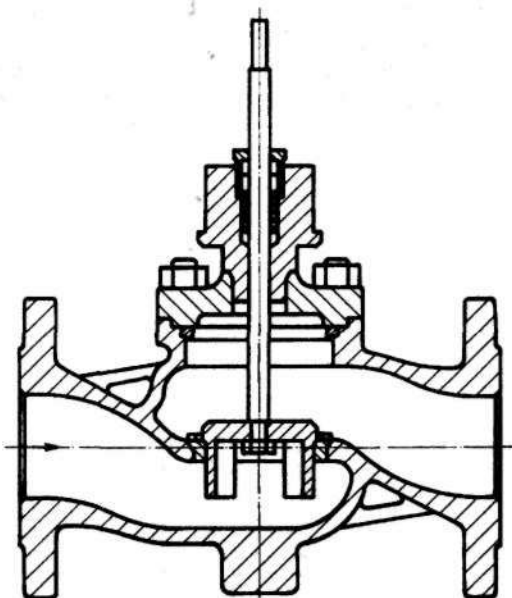


Рис. 6.4. Пример конструкции вентиля

6.2. Конусы регулирующих вентилях

В регулирующих вентилях применяются несколько основных типов конструкций дроссельной системы, причем каждый из них имеет свои преимущества и недостатки, которые попробуем обобщить в следующих пунктах.

6.2.1. Фасонный конус

Фасонный конус, иногда называемый параболическим, является основным типом регулирующих конусов. Живое сечение образовано промежуточным кольцом между переменным диаметром ротационно симметричного конуса и седлом вентиля. Конус в седле не направляется, поэтому часто используется в комбинации с двойной направляющей над и под конусом. В конструкции простейших вентилях с одной направляющей часто возникают вибрации конуса во время эксплуатации, и в результате - хрупкие усталостные изломы материала.

6.2.1.1. Коэффициент расхода

Для протекания между седлом и фасонным конусом созданы довольно благоприятные условия. Сечение и скорость среды изменяются плавно, сохраняется однородный поток и округлая входная кромка. Поэтому конус отличается низкими потерями и одновременно высоким коэффициентом расхода. С преимущественно используется в широком диапазоне K_v коэффициентов. Для наибольших расходов используется диаметр седла тождественный с проходом вентиля, для меньших расходов используются редуцированные диаметры седла и конуса. Преимуществом является одновременная редукция уплотнительных поверхностей и взаимосвязанных с этим неплотностей при закрытии.

6.2.1.2. Расходная характеристика

Фасонный конус удобен для изготовления. Хорошо рассчитываются и производятся даже сложные характеристики (равнопроцентная, параболическая, специальная). В связи с низкими гидродинамическими сопротивлениями этого конуса очень просто реализовать равнопроцентную характеристику с высоким K_v . Это единственное практическое решение создания равнопроцентной характеристики для $K_v < 4 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$.

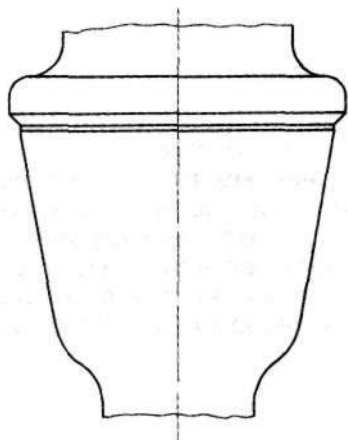


Рис. 6.5. Фасонный конус с линейной характеристикой

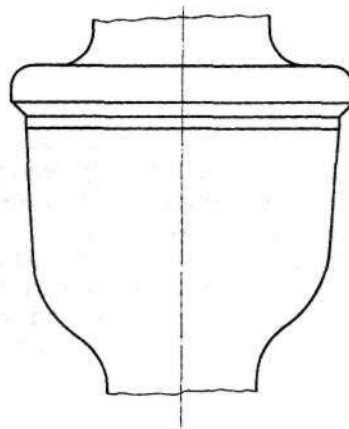


Рис. 6.6. Фасонный конус с равнопроцентной характеристикой

6.2.1.3. Высокие перепады давления

Дросселирование расхода среды происходит прямо в полости между кривой конуса и седлом. Эта кривая и седло находятся в постоянном контакте со средой, которая, благодаря благоприятной форме и высокому перепаду давления, протекает с высокой скоростью. Относительно малое изменение диаметра конуса способствует значительным изменениям K_v и расходной характеристики. Потому этот тип конуса бывает наименее устойчивым к износу.

Интересно, что правильно сконструированный фасонный конус очень стойкий к возникновению кавитации, что способствовано очень малым размером дроссельного пространства, которое является очень важным для возникновения кавитации. Коэффициент D здесь колеблется в диапазоне от 0,4 до 0,8 (гл. 6.3.2) и зависит от хода. Важным условием является направление потока. Вход среды должен быть приведен "под конус", т. е. так, чтобы конус закрывал против направления течения среды. При течении среды в обратном направлении, т. е. в направлении закрытия конуса, коэффициент D колеблется в диапазоне от 0,2 до 0,4.

Стойкость к возникновению кавитации нельзя путать со стойкостью к воздействию кавитации, которая по вышеприведенным причинам, наоборот, самая низкая.

6.2.1.4. Шум

Фасонный конус, благодаря гомогенному нераздробленному течению среды, обладает довольно хорошими свойствами с точки зрения возникновения шума. Худшая ситуация возникает тогда, когда превышаются определенные критические параметры. Потом эта простая дроссельная система не имеет шансов локализовать источник звука и заглушить. Очень хорошие свойства проявляются при малых скоростях среды и при низких перепадах давления, где преимуществом является малый гидравлический диаметр дроссельного сечения и высокая стойкость к возникновению кавитации. Недостатком является возможность проявления вибрации конуса в плохо исполненной конструкции.

6.2.2. Конус с вырезами

Конус с вырезами, известный также как V - порт, является вторым самым применяемым типом конуса для регулирующих вентилей. Образован полым цилиндром, в стене которого исполнены три или больше вырезов. Величина дроссельного сечения управляется открытием плоскости регулирующих вырезов верхней кромкой седла. Конус по всей длине регулирующего хода направляется в седле, поэтому не нуждается в добавочной нижней направляющей.

6.2.2.1. Коэффициент расхода

Отношения при протекании среды через конус с вырезами не такие благоприятные, как у фасонного конуса. Регулирование скачкообразное в зависимости от хода, и монолитный поток среды разделен на несколько потоков в соответствии с количеством вырезов. На входе и выходе из самого узкого участка имеется острая кромка. Поэтому здесь требуется для достижения одинакового коэффициента расхода большее живое сечение, чем в фасонном конусе, значит, диапазон применения данного конуса несколько меньше, исключена область максимальных расходов. Технически проблематичным является стандартное производство малых K_v значений (ниже $4 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$).

6.2.2.2. Расходная характеристика

Эффективно производство конуса с вырезами методом современных технологий: точное литье, лазерная обработка вырезов или при помощи струи воды. Корректирование расходных характеристик с вышеуказанными ограничениями осуществляется без проблем. Самой трудной является реализация последнего крутого участка равнопроцентной характеристики, т. к. не имеются в распоряжении полный периметр седла и благоприятные расходные отношения. В связи с этим здесь для максимального значения K_v часто применяются модифицированные характеристики. Преимуществом является большая абразивная стойкость регулирующей прямой.

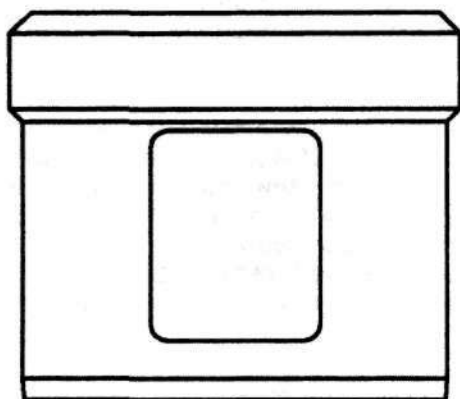


Рис.6.7. Конус с вырезами с линейной характеристикой

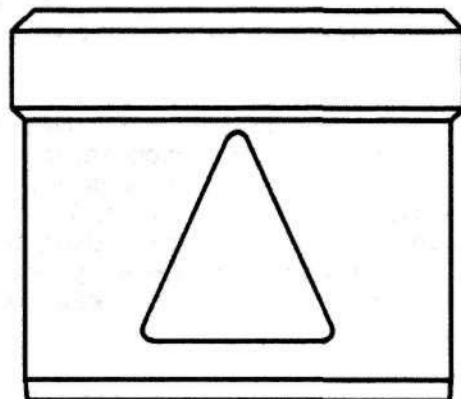


Рис.6.8. Конус с вырезами с параболической характеристикой

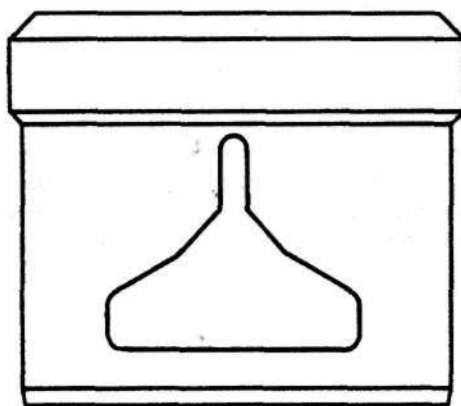


Рис.6.7. Конус с вырезами с модифицированной равнопроцентной характеристикой

6.2.2.3. Высокие перепады давления

Регулирующая площадь конуса достаточно износостойкая. Хуже с седлом, которое, как и у фасонного конуса, образует границу регулирующей плоскости. Благоприятным фактором является более низкая скорость в сечении, недостатком - неравномерная нагрузка седла расходом среды, благодаря форме вырезов.

Этот конус не отличается особенной стойкостью к возникновению кавитации. Коэффициент D здесь колеблется в пределах 0,15 до 0,5 и практически не зависит от хода. Этот коэффициент не отличается при разных направлениях течения. Обычно используется вход среды "под конус".

Тем не менее, конус с вырезами достаточно устойчив к действиям кавитации, поэтому допускаются практически такие же напорные отношения, как у вентилей с фасонным конусом.

6.2.2.4. Шум

Конус с вырезами с точки зрения возникновения шума обладает такими же свойствами, как фасонный конус. Незначительно тише при больших скоростях и высоких перепадах давления. Более стойкий к вибрациям. Однако, при возникновении проблем с шумом этот тип конуса не имеет много шансов с ним справиться.

6.2.3. Перфорированный конус

Перфорированный конус в регулирующих вентилях применяется в специальных случаях. Образован полым цилиндром, в стене которого просверлены отверстия одного или нескольких диаметров. Величина дроссельного сечения управляется открытием поля этих отверстий посредством верхней кромки седла. Конус в процессе регулирующего хода направляется в седле так же, как цилиндрический конус, поэтому это исполнение не нуждается в дополнительной нижней направляющей. Расход среды через конус осуществляется по направлению закрытия вентиля, т. е. "под конус", и поэтому не нужно соблюдать особую осторожность при управлении вентилей с простым перфорированным конусом при помощи пневмопривода. При закрытии расхода возникает повышение перепада давления и, благодаря очень малой жесткости системы конус - пневмопривод, может произойти добивка ("присасывание") конуса в седло и последующий гидравлический удар. В таких случаях рекомендуется иметь резерв управляющего усилия в размере мин. 50% до 70% от усилия, необходимого для управления этим вентилем при помощи, например, электропривода.

6.3.2.1. Коэффициент расхода

Площадь сечения потока этого типа конуса образована из поля отверстий. Сплошной поток среды раздроблен на множество местных потоков. Вход и выход из самого узкого сечения резкий с острыми краями. Для достижения одинакового K_v требуется практически такая же площадь сечения, как в конусе с вырезами. Использование площади рубашки конуса здесь еще меньше, поэтому существует еще большее ограничение у больших K_v коэффициентов в конкретном проходе. Так же проблематично и производство малых K_v значений.

6.2.3.2. Расходная характеристика

Перфорированный конус принципиально отличается от предыдущих типов. Площадь сечения потока не сплошная и не имеет единой границы, а задана суммой сечений отдельных отверстий. Поэтому здесь невозможно достичь такой гладкости кривой и заметна определенная волнистость расходной характеристики в линии перекрытия диаметров отдельных отверстий. В связи с малым использованием доступной цилиндрической поверхности представляется технически сложным образование расходной характеристики с относительно большим K_v с большой крутизной (равнопроцентная характеристика). Точно так же проблематично изготовление малых K_v коэффициентов при сохранении определенных стандартом отклонений кривизны характеристики. Поэтому практическое применение нацелено, скорее, на специальные конусы для освоения больших перепадов давления, где не требуются экстремальные (ни большие, ни малые) значения K_v .

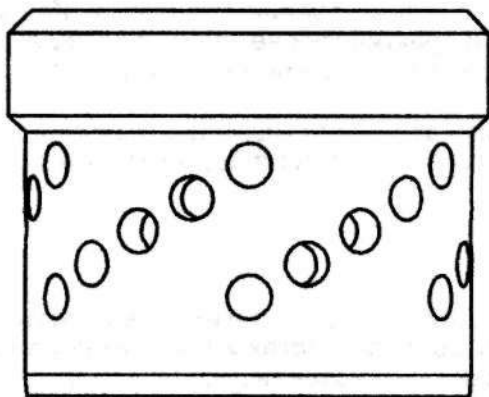


Рис. 6.10. Перфорированный конус с линейной характеристикой

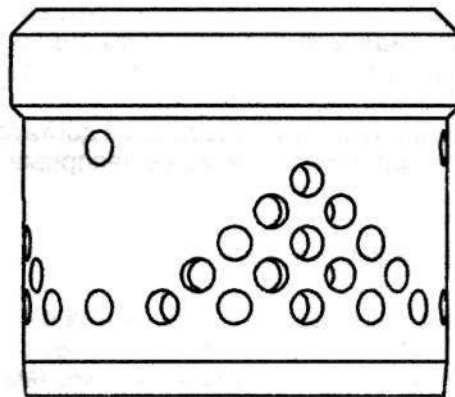


Рис. 6.11. Перфорированный конус с равнопроцентной характеристикой

6.2.3.3. Высокие перепады давления

Перфорированный конус является идеальным для освоения высоких перепадов давления. На единицу проточной поверхности здесь приходится наибольшая длина границы, которая, благодаря этому, наименее напрягается. Более того, седло диафрагмировано из направления потока и может не нагружаться открытием сечения конуса. Главным является направление движения потока среды вовнутрь конуса ("над конусом"), где сталкиваются отдельные потоки и теряется значительная часть кинетической энергии, которая иначе нарушала бы детали регулирующей системы или корпуса.

Конус довольно стойкий к возникновению кавитации. Значение D колеблется между 0,5 до 0,7 и не зависит от хода. Однако, конус обладает наивысшей стойкостью к ее действию, т. к. самая вредная часть кавитационного процесса затухание кавит, связанная с местным гидравлическим ударом, - происходит, главным образом, в относительно изолированном пространстве полости конуса далеко от участка, повреждение которого могло бы привести к изменению регулирующих или уплотняющих свойств вентиля.

6.2.3.4. Шум

Перфорированный конус обладает отличными акустическими свойствами при регулировании расхода жидкостей. Там происходит разбитие сплошного течения на отдельные потоки среды, которые взаимодействуют в закрытом внутреннем пространстве конуса, и здесь самое большое значение имеет конкретное исполнение дроссельной системы. При протекании сжимаемых сред имеются хорошие предпосылки для решения проблемы, связанной с шумом, но это ни в коем случае не значит, что применение перфорированного конуса немедленно устранит проблему. Скорее, здесь существует возможность контроля экспансии газов и пара посредством применения многоступенчатой дроссельной системы или диафрагмы на выходе. Таким образом локализуется источник шума и заглушаются акустические колебания среды, которые несутся рабочим веществом в другие участки трубопроводной системы.

6.3. Трудоемкие применения

6.3.1 Микрорасходы

Если требуется осуществлять регулирование расходов среды, которые соответствуют K_v коэффициентам $1 \text{ м}^3 \cdot \text{ч}^{-1}$ и меньше (например, регулирование парообменников тепла со стороны конденсации), то незаменимое место принадлежит фасонному конусу. В наименьших расходах используются специальные микровентили. Это вентили, у которых в области седла установлена специальная автономная дроссельная система на базе игольчатого конуса. Граница практической изготовительности - $K_{vs} 0,001$. Но и здесь уже нельзя ожидать регулирующее отношение больше, чем 25-30. Далее при расчете вентилей следует принимать во внимание влияние ламинаризации потока, которая почти всегда существует в начале хода у K_{vs} коэффициентов меньших, чем 0,1. Другой проблемой является длительная стабильность K_v и расходной характеристики в связи с величиной регулирующего сечения.

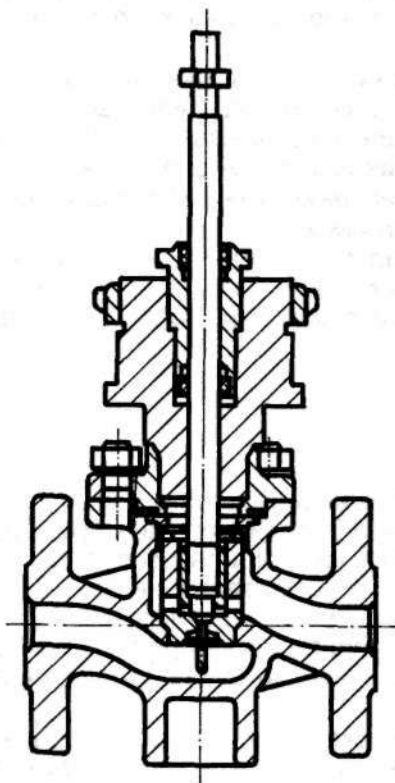


Рис. 6.12. Микровентиль RV210 фирмы LDM

6.3.2. Кавитация

6.3.2.1. Возникновение кавитации

Кавитация вентиля возникает тогда, когда статическое давление среды достигает во время расхода через вентиль парциального давления насыщенных паров среды. Это регулярно случается в области самого узкого сечения, где скорость потока самая высокая.

У вентиля задается фактор D , который определяет стойкость вентиля к возникновению кавитации. Определяется как

$$D = \frac{p_1 - p_2}{p_1 - p_{\min}} \quad [-]$$

где p_1 , p_2 значения статического давления на входе/выходе вентиля и p_{\min} наименьшее статическое давление внутри вентиля.

Значение D может колебаться от 0 до 1, причем высшее число обозначает высшую стойкость к возникновению кавитации, т. е. давление p_2 может больше приблизиться к давлению насыщенных паров p_{sp} :

$$p_2 = p_1 - D \cdot (p_1 - p_{sp}) \quad [\text{Pa}]$$

Экспериментально замерялись следующие значения:

параболический конус	$D = 0,2$ до $0,8$
цилиндрический конус (V-порт)	$D = 0,15$ до $0,5$
перфорированный конус	$D = 0,4$ до $0,6$

Было обнаружено, что чем меньше самый малый размер дроссельного сечения или его гидравлический диаметр, тем лучше значение коэффициента D .

У параболического (фасонного) конуса это значение зависит от открытия вентиля, причем лучшие значения достигаются в начале хода у малых K_v коэффициентов с относительно большим диаметром седла (мин. зазор между конусом и седлом). Важно сохранить вход потока среды под конус в противном случае значения будут хуже.

В конусе с вырезами (V-порт) значение D зависит от ширины выреза и не зависит от хода. В перфорированном конусе самый малый разброс намеренных результатов. Значение D не зависит от открытия вентиля. Наиболее подходящие значения достигались у небольших диаметров просверленных отверстий (4 - 6 мм). В случае специальных вентилях (впрыскивающие) с диаметром отверстий 1,5 до 3 мм можно считать значение D до 0,7.

6.3.2.2. Действия кавитации

Прежде всего необходимо различать стойкость к возникновению кавитации и стойкость к действиям кавитации. Значения D , приведенные в предыдущем пункте, описывают только момент возникновения первых кавитационных пузырьков. Но уже не определяют ни их интенсивность, ни действие возникшей кавитации. Последняя определяется посредством измерения уровня акустического шума при переменных напорных параметрах. Намеренные результаты определяют пригодность дроссельной системы для подавления нежелательных действий кавитации, таких, как шум и эрозия внутренних деталей арматуры.

Параболический конус при одинаковых напорных давлениях показывает наивысшие значения акустического давления. При туманной кавитации во время сравнительных измерений было достигнуто максимальное значение 107 dB(A). Более того, действиям кавитации подвергаются целая регулирующая поверхность и уплотнительные поверхности конуса и седла конуса.

Конус с вырезами показывает низшие значения шума, макс. 98 dB(A). Регулирующие и уплотняющие поверхности защищены относительно лучше.

Перфорированный конус показывает наименьшие значения шума, макс. 93 dB(A). Уплотнительные поверхности не подвергаются действиям кавитации, регулирующие поверхности к ее действиям относительно нечувствительны. Однако, важно соблюдать направление потока вовнутрь конуса для подавления звука.

6.3.2.3. Резюме

В случае вероятности возникновения развернутой кавитации, когда $(p_1 - p_2)/(p_1 - p_{sp}) > 0,6$, рекомендуется выбрать регулируемую систему с перфорированным конусом. В случае необходимости использования параболического конуса рекомендуется защитить регулирующие и уплотняющие поверхности наплавкой из твердого сплава. Если есть возможность применить многоступенчатую регулируемую систему, то это значительно отдалит возможность возникновения развернутой кавитации. В связи с минимальным действием эрозии на корпус вентиля целесообразно выбирать большие проходы вентиля с достаточным определением размеров внутренней полости.

Следующей проблемой, которая возникает в развернутой кавитации и "высвечивании", т. е. состоянии, когда p_2 меньше p_{sp} и на выходе из вентиля имеется двухфазная смесь жидкости с насыщенным паром, является ограничение расхода среды относительно значения, которое рассчитано для жидкости. Существуют способы, как в рамках возможностей рассчитать такое ограничение, но они не были стандартизированы и достаточно испытаны.

Противостоять вредным действиям кавитации, вызывающим износ оборудования, и общему износу от воздействия течения среды можно посредством правильно выбранного материала. Материалы, стойкие к износу, способствованному протекающей средой, начиная с первого места: стелит (твердый металл), Cr-Ni сталь, сталь, чугун. Износостойкость стали повышается также посредством закаливания и полировки поверхности.

6.3.3 Шум

Шум, производимый во время протекания среды через клапан, зависит от большого количества параметров. В общем можно сказать, что регулирующая арматура принадлежит к самым большим источникам шума в гидравлической системе. Следует делать различие между шумом, возникающим при протекании жидкостей, и шумом, возникающим при дросселировании сжимаемых жидкостей, т. е. паров и газов. Также необходимо различать шум, возникающий в результате дросселирования расхода среды в клапане, и гидро- и аэродинамический шум в результате большой скорости, развиваемой средой в трубопроводе.

6.3.3.1. Шум при протекании жидкостей

Шум, возникающий в регулирующей арматуре при протекании жидкостей, в большинстве случаев возникает в соответствии с кавитацией. Об этом уже говорилось выше. Для поддержки эмиссии шума, возникшего от протекания среды в трубопроводе, не следует превышать максимальную скорость среды. Например, для воды это значение с точки зрения шума колеблется между 1,5 до 3 м.сек⁻¹.

6.3.3.2. Шум в результате течения сжимаемых сред

Шум, возникающий при протекании сжимаемых сред, довольно сложно определить. Уровень акустического давления, эмитированного клапаном, можно рассчитать довольно трудоемким способом, например, при помощи инструкции VDMA 24 422 Richtlinien für die Geräuschberechnung, Regel und Absperrarmaturen. Здесь попробуем объединить хотя бы общие известные нам сведения.

Следует различать эмиссию шума, способствованную вентилем, и эмиссию, возникающую в результате протекания среды в трубопроводе. Шум, возникающий в результате течения в трубопроводе бывает главной причиной затруднений при течении газа и пара в низком давлении преимущественно в выходном трубопроводе. Для шума, возникающего в результате течения в трубопроводе, важным является отношение скорости течения к скорости звука в данной среде. При превышении границы М-числа $Ma = 0,3$ практически прекращается эффективное действие технических средств для снижения уровня звука. Такая граница обозначается как граничная скорость среды в трубопроводе.

Самым значительным источником эмиссии шума в окружающую среду является трубопровод в связи с его большой поверхностью и низкой жесткостью в сравнении с корпусом вентиля. Поэтому следует максимально ограничить распространение звука в динамической среде в выходной трубопровод. Намного эффективней, вместо опытов, снизить уровень уже возникшего шума при помощи акустической изоляции трубопровода и частично заглушить источник акустической эмиссии. При напорных отношениях свыше критических следует соблюдать определенную осторожность при использовании диффузорных расширений за вентилем на диаметр выходного трубопровода, т. к. это приводит к повышению скорости течения в выходном сечении вентиля (сопло Лавалля) и в результате возникают акустические удары и резонансы в выходном трубопроводе. Здесь необходимо применять вспомогательные жесткие сопротивления - диафрагмы в выходном сечении, которые повысят противодавление. Но они эффективны только при оптимальном расходе.

Соблюдать осторожность необходимо при парообразовании (испарении), т. к. вследствие повышения давления произойдет смещение выхода вентиля в область кавитации, которая оказывает большее деструктивное действие, чем "высвечивание".

6.3.3.3. Мероприятия по снижению шума

В регулирующем вентиле имеется несколько основных средств для минимализации шума. Например, применение подходящего типа вентиля с перфорированным конусом, многоступенчатая редукция перепада давления при помощи нескольких вентилях в ряду или многоступенчатой дроссельной системы. Далее является эффективным применение глушащих и успокаивающих диафрагм для разделения и успокоения потока. Не допускается превышение рекомендованных производителем максимальных скоростей трубопровода.

Следующим мероприятием является устранение или преобразование всех частей трубопровода, которые имеют тенденцию возникновения вибраций или резонирующих эффектов.

6.4. Двухседельные вентили

Это вентили, которые используются для разделения потока среды на два течения, каждый из которых управляется отдельно одним регулирующим конусом. Оба конуса имеют одинаковый коэффициент расхода и характеристику. Самым большим преимуществом этих вентилях является почти идеальное сбалансирование аксиального усилия на тягу вентиля под влиянием действия перепада давления на поверхность конуса. Таким способом можно управлять посредством относительно небольшого усилия и большими перепадами давления в больших проходах вентилях.

Значительным недостатком можно считать практическую невозможность достижения высшей плотности при закрытии вентиля. Другой проблемой является разное направление течения через оба конуса, что приводит к тому, что всегда через один конус протекает среда в неподходящем направлении, представляя собой источник шума и износа.

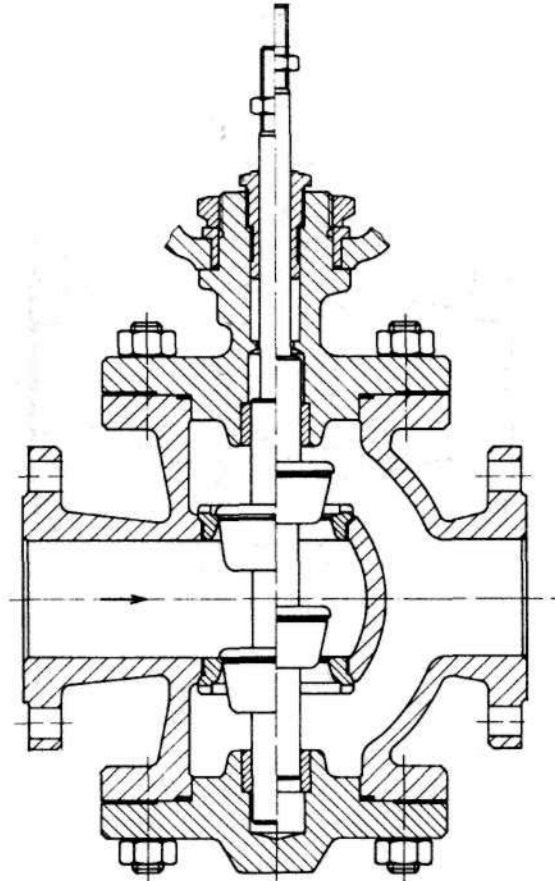


Рис. 6.13. Двухседельный вентиль SRV 22

6.5. Трехходовые вентили

Трехходовые вентили предназначены для смешения двух потоков среды в один и называются потому смесительными вентилями, или для разделения потока среды на два, называясь потому распределительными вентилями. Принципиально речь идет об одинаковых вентилях, только направление расхода противоположное. Это значит, что при хорошо подобранной конструкции может работать смесительный вентиль с противоположным монтажом как распределительный, и наоборот.

Проблемы могут возникнуть при использовании иного, чем рекомендуется, направления расхода через конус. В параболических вентилях происходит значительное снижение кавитационной стойкости. В перфорированных конусах попадают отдельные потоки среды на стены корпуса, где могут оказывать эрозионное действие. Относительно наименьшая разница наблюдается в конусах с вырезами, которые часто принимаются за основу универсальных трехходовых вентилях. Поэтому для более трудоемкого применения рекомендуется использование специальных вентилях, предназначенных либо для смешения, либо для распределения.

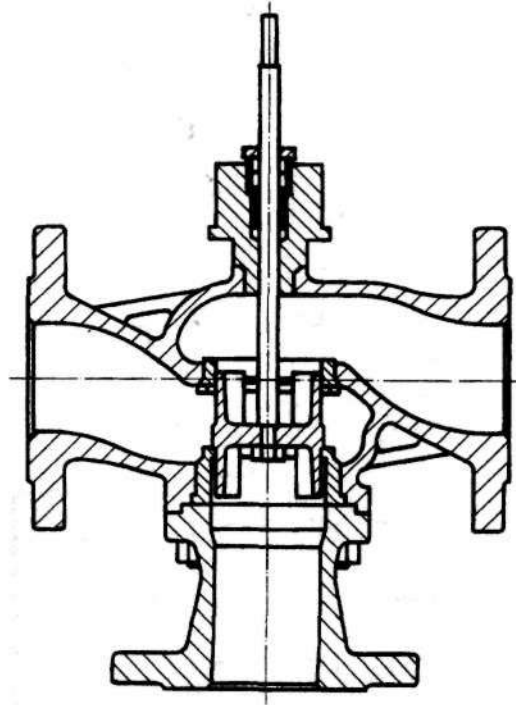


Рис. 6.14. Смесительный вентиль LDM RV 214

7. САЛЬНИКИ РЕГУЛИРУЮЩЕЙ АРМАТУРЫ

Сальник арматуры является линией раздела между внутренней частью арматуры и окружающим пространством, где происходит перенос движения с управления на запорный орган арматуры. Все остальные уплотнительные участки неподвижные. Следовательно, является той точкой, которая наиболее подвержена просачиванию рабочей жидкости. В большинстве арматуры плотность сальника является критическим фактором, влияющим на ее качество и применение. Прежде всего речь идет о химической промышленности, где часто используются очень агрессивные и опасные для окружающей среды вещества, но и в энергетике заметны финансовые потери, способствованные утечкой теплоносителя.

7.1. Требования к сальникам регулирующей арматуры

К сальникам регулирующей арматуры обычно предъявляются более высокие требования, чем к сальникам запорной арматуры, что вызвано большим количеством движений, совершающихся регулирующей частью, при которых сальник должен сохранять плотность. Вторым важным параметром является низкая сила трения в сальнике, особенно это относится к приводам с малым осевым усилием. В случае пневматических приводов, кроме того, каждое пассивное сопротивление в цепочке конус - тяга - мембрана или поршень - пневмопривода способствует увеличению гистерезиса и нечувствительности управления. Следующее важное требование представляет собой постоянность на протяжении срока службы, стойкость к резким перепадам температур и минимальный уход.

В современных сальниках можно отметить очень интересную косвенную пропорциональность между рабочими параметрами, для которых сальник рассчитан, и его плотностью и долговечностью. Можно констатировать, что чем ниже параметры, требуемые от сальника, тем дольше и, вероятнее всего, без потери плотности будет работать. Само собой разумеется, что для хорошей работы сальника требуется идеальное качество тяги.

7.2. Эластомерные сальники

Этот тип сальников используется для самых низких параметров рабочей среды. Для сальников регулирующих вентилях, предназначенных на холодную и горячую воду, пар до температуры примерно 150°C, применяется исключительно EPDM резина. Профиль уплотнительных колец разный: от часто используемых торообразных колец до U или X профилей. Все эти сальники обладают одним общим свойством - самоуплотнением при повышающемся внутреннем избыточном давлении и довольно большой нечувствительностью к возможным повреждениям тяги. Благодаря эластичному материалу, сальники обладают способностью следовать за тягой при радиальном отклонении во время движения или по причине несоосного монтажа привода арматуры.

Существенное значение для правильной работы резинового сальника имеет смазка. Хорошо подобранное смазочное средство значительно снижает пассивные сопротивления сальника и его износ, и также улучшает его стойкость к действиям протекающей среды.

Правильно рассчитанные EPDM-сальники, работающие в хороших условиях (качество тяги и его направляющей, подходящая смазка, не превышение допустимой температуры), могут работать без ухода более одного миллиона циклов.

Хитом эластичных сальников являются уплотнительные кольца на базе фторуглеродистой резины. Их развитие началось в космической промышленности. Представителем этих материалов является, например, Кальрез фирмы DuPont. Материал, как и тефлон, сохраняет эластичность и химостойкость, стойкость к агрессивным средам до температуры 315°C. Более широкому распространению таких сальников, кроме химической и нефтехимической промышленности, препятствует их астрономическая цена.

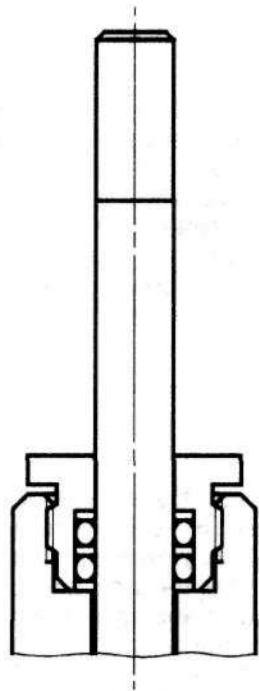


Рис. 7.1. EPDM сальник вентиля RV 102

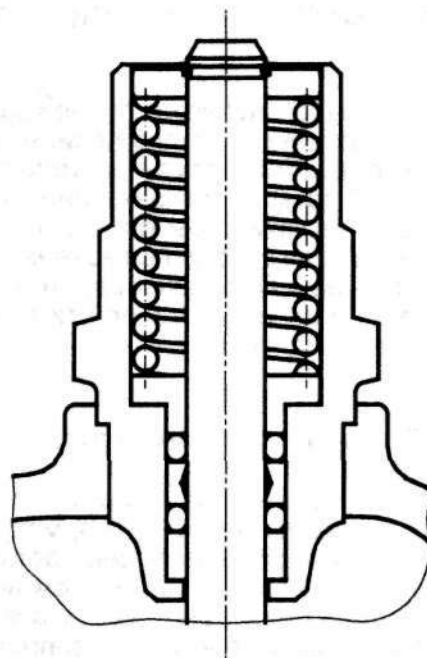


Рис. 7.2. EPDM сальник вентиля RV 111
COMAR line

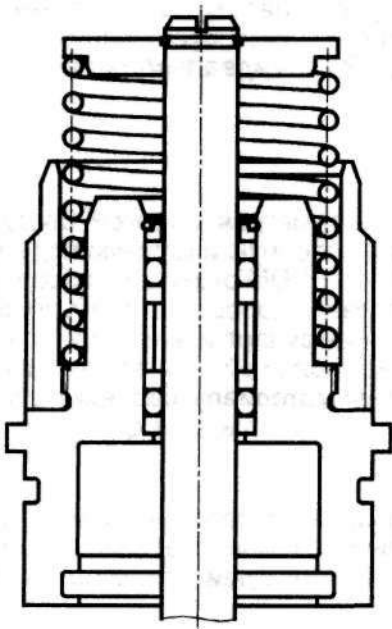


Рис. 7.3. EPDM сальник вентиля RV 122
BEE line

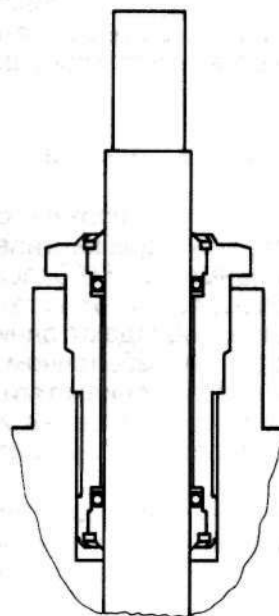


Рис. 7.4. EPDM сальник вентиля RV 210

7.3. PTFE сальники

Второй ступенью в параметрах сальников регулирующих вентилей являются сальники из PTFE. PTFE - это сокращение химического соединения политетрафторэтилена, известного под название тефлон. PTFE обладает некоторыми замечательными свойствами для использования в сальниках, например, химическая нейтральность и стойкость к большинству агрессивных сред, хорошие скользящие свойства и высокая граница теплостойкости в ненагруженном состоянии до 315°C. Но существует и отрицательное свойство - хладотекучесть. Это значит, что материал под действием механической нагрузки изменяет свою форму и имеет тенденцию вытекать в свободное пространство. Такая текучесть значительно повышается с ростом температуры.

Такое отрицательное свойство компенсируется добавкой различных примесей в чистый тефлон: стекловолокно, бронза, графит, углеродистое волокно и другие специально для этих целей созданные композиты. Вышеназванные примеси снижают хладотекучесть на несколько процентов от первоначального значения. Однако, эти примеси имеют и отрицательные свойства. Прежде всего, это снижение уплотнительной способности по сравнению с чистым тефлоном и чувствительность к резким переменам температуры. В общем, можно сказать, что примеси в тефлоне повышают плотность полученной композиции и тем самым снижают уплотнительную способность такого уплотнительного материала. Поэтому для газоплотняющего сальника до сих пор часто применяют чистый PTFE.

На практике используются разные конструкции PTFE-сальников, где самой распространенной и давно применяемой является комбинация крышевидных V-образных колец, подпираемых и растягиваемых аксиальной стальной пружиной. Этот сальник обладает хорошей плотностью, благодаря большому количеству уплотняющих кромок, но большим недостатком является низкая стойкость к температурным циклам, где значительную роль играет довольно большое тепловое расширение PTFE. Отрицательные качества проявляет аксиальное усилие пружины, которая в связи с хладотекучестью тефлона и колебанием его размеров в течение температурных циклов вызывает со временем безвозвратные деформации уплотнительных колец, что проявляется при остановках оборудования, когда в холодном состоянии после гидропробы системы сальник течет. Нагревшись, в большинстве случаев доуплотнит и работает нормально.

Разные производители различными способами стараются устранить этот недостаток. LDM использует конструкцию PTFE-сальника с уплотнительным U-образным кольцом, которое внутри расширяется стальной пружиной. Этим в принципе устраняется необходимость перевода аксиального усилия пружины на радиальное уплотняющее усилие материалом уплотняющих колец. Такой сальник потом проявляет более высокую стойкость к изменениям температуры, чем классическая конструкция.

Максимальная рабочая температура PTFE-сальников зависит от конструкции сальника и использованной смеси (чистый PTFE или разные композиции) и от рабочего избыточного давления. При давлении до 40 бар разные производители допускают температуру от 180°C до 260°C (для вентилей LDM). Долговечность PTFE-сальников зависит от качества тяги и ее состояния при эксплуатации. При хороших условиях может превышать 500 000 циклов.

В LDM разработка сальников на базе тефлоновых композитов для вентилей 2хх была закончена в 1998 году, во время которой особое ударение ставилось, кроме долговечности, на нечувствительности сальника к резким перепадам температуры (шокам), которые часто проявляются в областях отопления и промышленности. В связи с этой разработкой были преобразованы и некоторые технологические процессы для производства остальных деталей регулирующих вентилей, в результате был создан сальник со сроком службы, превышающим 700 000 циклов, причем в тяжелых условиях циклических изменений температуры. Диапазон pH протекающей среды с точки зрения сальника от 0 до 14. Такие PTFE-сальники получили защищенное название DRSpack® (Direct Radial Sealing Pack) и сегодня представляют собой стандартный PTFE сальник вентилей ряда 2хх (рис. 7.5.)

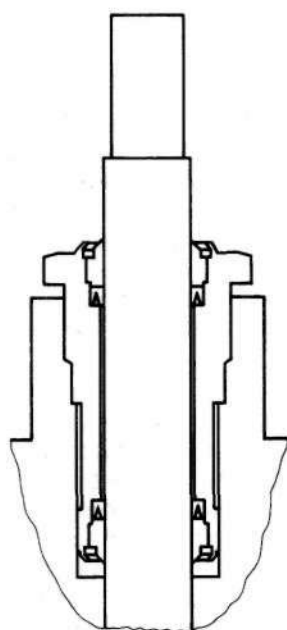


Рис. 7.5 PTFE-сальник вентиля
RV 210 (LDM)

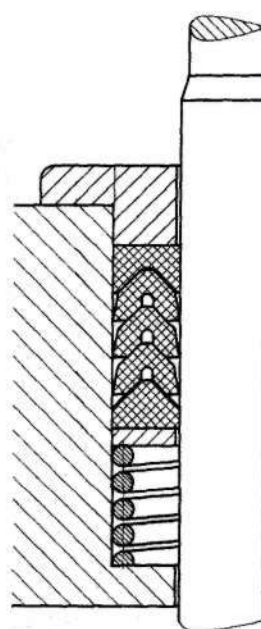


Рис. 7.6 PTFE-сальник с V-образными
манжетами

7.4. Графитные сальники

Для температурных параметров свыше 260°C применяют графитные сальники, которые обладают рядом достоинств. Самым большим преимуществом является высокая стойкость к температуре, которая в неокислительной среде достигает более 1000°C . Следующим замечательным свойством является химическая нейтральность и стойкость к агрессивным средам (диапазон pH от 0 до 14). Имеет хорошую скользящую способность.

Существуют различные конструкции графитных сальников. Хорошо проявил себя сальник с подпрессованными кольцами из экспандированного графита. Этот сальник особенно подходит для запорных вентилях.

Новым направлением в графитных сальниках являются графитные шнуры, которые по своим свойствам подобны традиционным и в настоящее время запрещенным асбестовым шнурам. По сравнению с твердыми кольцами из экспандированного графита они отличаются большей приспособляемостью сальниковой камере и высшей постоянной эластичностью. Проявляют лучший коэффициент перевода аксиального усилия на радиальное.

Названные графитовые шнуры находят свое применение в новых конструкциях регулирующих вентилях для наивысших параметров и, благодаря простому монтажу и вариативности применений, очень удобны при проведении сервисных и ремонтных работ на арматуре.

Возможно также использовать комбинацию прессованных колец и колец, изготовленных из шнура, или колец с трапецидальным или треугольным профилем.

Известно, что в случае применения графитного сальника в регулирующих вентилях определенным недостатком является пассивное сопротивление, требующее использования более сильных приводов. Следующим отрицательным качеством является довольно высокое истирание, которое причиняет потерю уплотнительной способности. Для ее обновления следует затянуть сальник или добавить еще одно уплотнительное кольцо. Если оставить надолго сальник, который не уплотняет, без внимания, то поток просачиваемой среды приведет к убыли графита под действием эрозии и замене сальника. Бывает, что требуется заменить и другие детали арматуры (тяги, крышка), которые пострадали от протекающей среды.

Можно применить сальник с постоянным нажимом пружины (напр. "Live Loading System" см. рис 7.9) Но для расчета такого типа сальника требуется определенный опыт, кроме того, он довольно дорогой и требовательный к пространственному решению вентиля. Этот тип сальников применяется только в высшей ценовой категории арматуры, а также там, где эксплуатационные условия не позволяют осуществлять частый контроль состояния арматуры или способ эксплуатации исключает регулярное обслуживание сальника.

В вентилях, производимых фирмой LDM можно встретить оба вида графитных сальников. Графитный сальник, дожимаемый центральной гайкой или бугелем (очки), требующий регулярного контроля/дотяжки, монтируется на регулирующие вентиля типа RV/RS 50x, вентиля ряда G, на выбранные типы вентиляей RV 2xx и на запорные вентиля типа UV 2x6 S (рис. 7.7. и 7.8).

На вентиля ряда RV/RS 70x и на вентиля ряда RV 805/806 стандартно монтируется сальник, постоянно дожимаемый связкой пружин (см. рис.7.9). Для остальных вентиляей предлагаются постоянно дожимаемые сальники как специальные комплектующие за отдельную плату. В таких случаях часто применяется оригинальная система ф-мы Chesterton с двумя или четырьмя связками тарельчатых пружин.

Температурного предела для применения графитовых сальников в арматуре практически не существует. Срок службы зависит от хорошего ухода или от работы системы дожимки. Без дожимания сальника его долговечность не превышает нескольких десятков тысяч циклов.

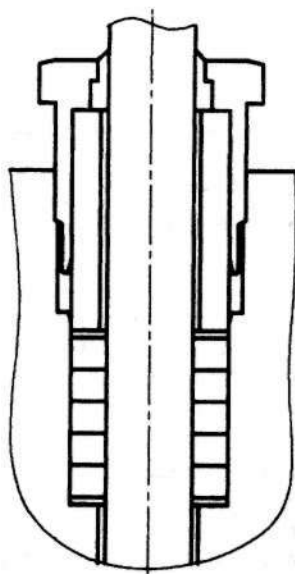


Рис. 7.7. Графитный сальник вентиля RV 210

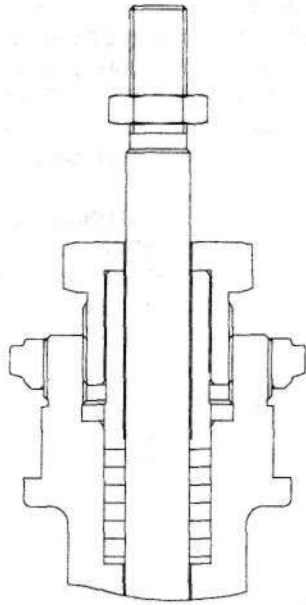


Рис. 7.8. Графитный сальник вентиля RV 50x

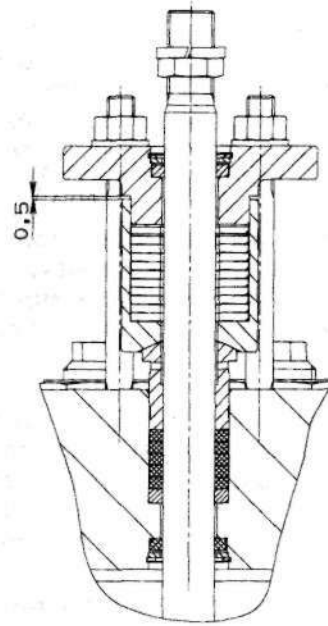


Рис. 7.9. Графитный сальник вентиля RV 70x LIVE LOADING

7.5. Сильфонные уплотнения

Особым видом уплотнений вентиляей являются сильфонные уплотнения. Самое большое отличие по сравнению с описанными выше сальниками состоит в том, что здесь не существует область взаимного движения уплотняющего материала относительно тяги, но поступательное движение тяги компенсируется эластичной деформацией рубашки сальника.

Сальники для регулирующей арматуры изготавливаются чаще всего из нержавеющей стабилизирующей стали. В зависимости от максимального рабочего избыточного давления изготавливаются как одно-, двух-, трех- и многорубашечные.

Преимуществом является абсолютная плотность относительно наружной среды (в исправном состоянии), поэтому они предназначены для использования при работе с агрессивными, взрывоопасными или другими опасными средами. Целесообразно их применение при низких и высоких температурах (от 50°C до + 550°C). Особенно практично использование сильфонных сальников при температуре ниже нуля, когда намораживание тяги является причиной преждевременного выхода из строя сальника, или, наоборот, при высокой температуре, когда сильфонные сальники работают как охладители. Недостатком является большая строительная высота. В связи с тем, что регулирующий вентиль показывает относительно большой ход, следует для сохранения эластичной деформации отдельных волн использовать в разумных границах большое количество волн. Долговечность сильфона тоже имеет свой предел и зависит от температуры и относительной деформации отдельных волн. Недостатком является то, что при нарушении сальника моментально возникнет большая неплотность, чем при капающем классическом сальнике. Поэтому часто используется еще предохранительный сальник (в случае LDM-тефлоновый сальник DRSpack®), который препятствует утечке жидкости в случае неисправности сильфона. Комбинированный таким способом сальник, несмотря на высокую цену, применяется там, где необходимо исключить какую-либо утечку среды или, где можно установить систему детектирования разрушения сильфона.

Долговечность сальфонных уплотнений зависит от конкретной конструкции. Для вентилей LDM указана в следующей таблице:

Материал	Температура				
	200°C	300°C	400°C	500°C	550°C
1.4541	100 000	40 000	28 000	7 000	не подходит
1.4571	90 000	34 000	22 000	13 000	8 000

Таб. 7.1. Минимальный срок службы сальфонного уплотнения LDM.

Значения в таблице 7.1. это гарантированное минимальное количество циклов, при которых происходит максимальное удлинение и сжатие сальфона. При статистически обычной эксплуатации, когда конус вентиля движется только в частичном диапазоне хода, долговечность сальфона во много раз выше и зависит от конкретных условий. (температура, действительная длина хода).

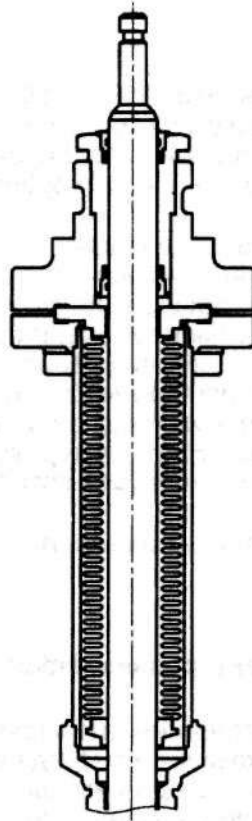


Рис. 7.10. Сальфонное уплотнение вентиля RV 211 с предохранительным сальником DRSpack®

8. АРМАТУРА ДЛЯ ЭНЕРГЕТИКИ

8.1. Арматура для классической энергетики

Арматура образует незаменимую часть трубопроводной системы энергетических комплексов (блоки электростанций, дистанционные котельные установки или комбинированные технологические производственные установки пара высокого давления). Экономная эксплуатация таких комплексов зависит прежде всего от правильной работы регулирующей арматуры, в которой преобладает классический вентиль с регулирующим конусом или шаровой кран. Если арматура, предназначенная для отрасли отопления и централизованного горячего теплоснабжения, работает со средой, давление которой до 4 Мра (PN 40) и температура до 300°C, то арматура, предназначенная для энергетики, должна обладать способностью работать в следующих условиях эксплуатации:

- рабочие давления часто превышают 25 Мра (PN 400)
- температуры свыше 550°C
- высокие перепады давления
- высокие скорости расхода
- большие регулирующие отношения (обычно 1 : 50)
- изменения в течение пуска в ход и отставки котлов, связанные с проявлениями вибрации, температурных шоков, теплового расширения, резким перепадом давлений и переменной нагрузкой от присоединенного трубопровода

Одновременно с этими высокими эксплуатационными параметрами год из года повышаются требования на более точное регулирование, лучшую плотность, снижение уровня эмиттированного шума арматурой и повышение срока службы. Разработка и производство такой арматуры становится доменом специализированных фирм, которые при разработке сотрудничают с первоклассными специалистами и лабораториями в университетах и НИИ. Сегодня обычно используется при конструкции система 3D CAD, первоначально разработанная для космической и авиационной промышленности, а проект контролируется при помощи FEM (метод конечных элементов). Технические испытания предваряются симуляцией эксплуатации на компьютере.

Конструкцию вентиля можно разделить на несколько частей, каждую из которых можно рассматривать в отдельности.

8.1.1. Неподвижные, нагруженные внутренним избыточным давлением детали вентиля

К неподвижным, нагруженным внутренним избыточным давлением деталям вентиля можем отнести, например, корпус, крышку и т. П., где в области низких давлений используется почти всегда литье, а в арматуре для высших параметров обычно переходят на пластичные материалы, принимая во внимание, прежде всего, затруднительную гарантию качества литых деталей для высоких параметров и проблемы с длительными сроками производства малосерийного литья. Малосерийность отличительная черта арматуры для энергетики.

Учитывая, что корпус регулирующего вентиля по форме является более трудоемкой деталью, чем корпуса остальной арматуры, следует корпус вентиля изготовить как сварную конструктивную деталь.

В прошлом фирма LDM использовала для производства корпусов вентиля следующие материалы:

- Чугун 42 2304 - чугун с шаровидным графитом, подходящий для литья корпусов арматуры до макс. PN 40
- Сталь 42 2643 - углеродистая сталь, подходящая для литья корпусов арматуры
- Сталь 42 2744 - низколегированная хромомолибденовая сталь, подходящая для литья автоклавов

- Сталь 42 2941 - коррозиестойкая хромоникелевая сталь для литья
- Сталь 11 416 - малоуглеродистая нелегированная сталь, предназначенная для деталей котлов и автоклавов
- Сталь 11 425 - малоуглеродистая нелегированная сталь, предназначенная для деталей, от которых требуется высокая вязкость
- Сталь 15 128 - малолегированная сталь для деталей автоклавов
- Сталь 17 246 - коррозиестойкая хромоникелевая сталь

В настоящее время применение вышеуказанных материалов ограничено на запасные части или поставки на основании специального требования заказчика. В соответствии с едиными требованиями Европейского содружества, содержащимися в директиве 977/23/ЕС, так называемой PED (Pressure Equipment Directive), с одновременно продолжающейся гармонизацией европейских национальных стандартов (включая ČSN) и с общей глобализацией рынка арматуры использует сегодня фирма LDM в качестве основных материалов для производства корпусов, крышек и их соединительных деталей исключительно чугун, сталь и сплавы цветных металлов в согласии с чешским / европейским стандартом материалов ČSN EN 1503 или с североамериканским стандартом материалов ANSI / ASME B 16.5. Обзор материалов (выбор наиболее используемых) приведен в таб. 8.1.

Материал согласно EN		Материал согласно ASTM		ČSN эквивалент
Марка	Номер	Марка	Номер	
Стали и литье				
GP240GH	1.0619	WCB	A216	42 2643
G 17CrMo5-5	1.7357	WC6	A217	42 2744
G 20Mn5	1.5419			42 2714
GX 5CrNi19-10	1.4308	CF8	A351	42 2930
GX 5CrNb19-11	1.4552	CF8C	A351	42 2933
GX 5CrNb19-11-2	1.4581			42 2941
GX 5CrNiMo19-11-2	1.4408	CF8M	A351	42 2940
Стали				
P265 GH	1.0425			11 416
P285 GH	1.0426			11 418
13CrMo4-5	1.7335			15 121
X 20CrMoV11-1	1.4922			17 134
X 6CrNiMoTi17-12-2	1.4571			17 347
Литье				
EN-GJS-400-15	EN-JS1030			42 2304
EN-GJS-400-18-LT	EN-JS1025			42 2304
	EN-JS1025			42 2420
EN-GJL-250	EN-JL1030			42 2425
EN-GJMB-350-10	EN-JM1130			42 2533
EN-GJMW-400-5	EN-JM1030			42 2540
Цветной металл				
CuSn5Zn5Pb5-C	CC491K			42 3135
Материал болтов и гаек				
40CrMoV4-6	1.7711			
21CrMoV5-7	1.7709			
20CrMoVTiB4-10				
X6NiCrTiMoVB25-15-2	1.4980			
X7CrNiMoBNb16-16	1.4986			

Таб. 8.1. Обзор материалов согласно ČSN EN 1503 и ASTM и их сравнение с первоначальными ČSN материалами

На основании требования заказчика можно для производства базовых деталей арматуры использовать и другие материалы, как специальную сталь (например, для очень низкой температуры), так и специальные сплавы с отличной химической и теплостойкостью (Monel, Nimonic, Hasteloy и т.п.)

8.1.2. Дроссельные системы

Дроссельная система является сердцем вентиля, причем ее свойства оказывают огромное влияние на поведение всей арматуры. Именно поэтому следует с особенной тщательностью выбирать тип дроссельной системы, прежде всего, принимая во внимание:

- максимальное значение перепада давления на вентиле
- требуемое расходное количество и расходную характеристику
- максимальную допустимую неплотность
- требуемое регулирующее отношение
- вид и чистоту среды
- рабочую температуру

Вместе с повышением рабочих параметров энергетического оборудования и требований, предъявляемых к регулирующему вентилю, разрабатывалась и дроссельная система. Первые вентили работали с фасонным конусом (рис. 8.1). Преимуществом было простое производство, расходная характеристика определялась формой искривления боков конуса. Макс. значение K_v определено диаметром седла, независимо от типа характеристики.

Недостатком этого типа конуса является склонность к кавитации и из этого vyplывающая способность обрабатывать только относительно низкие перепады давления, макс. 3 Мра (30 бар). Этот недостаток решается использованием высококачественных материалов, далее при помощи наплавки уплотняющих поверхностей слоем твердого сплава, а также выбором многоступенчатых конусов. Однако здесь уже идет речь о довольно сложном производстве деталей. Для фасонного конуса требуется также следующая направляющая под конусом, которая способна улавливать боковые силы, возникающие в результате динамического действия протекающей среды.

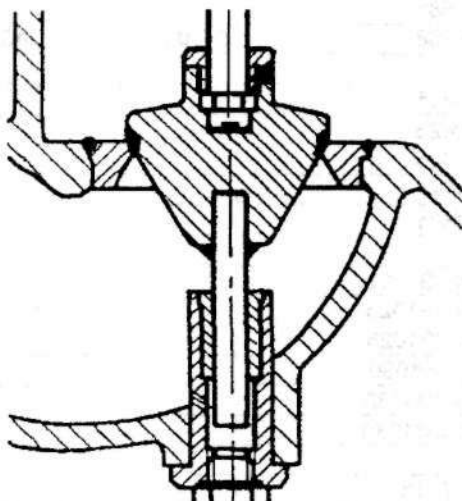


Рис. 8.1. Фасонный конус

В связи с вышесказанным начали применять цилиндрические конусы с вырезами (см. гл. 6, рис. 6.7 6.9). Речь идет опять о довольно простой детали с точки зрения производства. Форма расходной характеристики определена формой вырезов, K_v значение их шириной. Преимущество этого типа конуса состоит в том, что он направляется по всему ходу седлом.

Следующим простым типом с точки зрения производства, используемым в двухседельной арматуре, является так называемый поршневой конус. Речь идет о двух поршнях, размещенных на общей тяге, которые при движении постепенно открывают требуемое живое сечение в регулирующей втулке. К преимуществам относится довольно простое изготовление и низкие осевые усилия, действующие на тягу вентиля. Недостатком является низкий перепад давления и значительная неплотность, которой отличается вся

двухседельная арматура классической концепции.

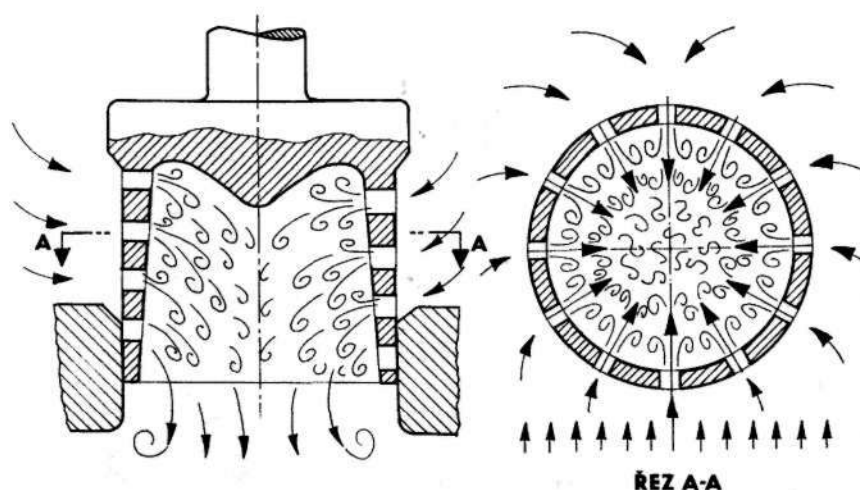


Рис.8.2. Цилиндрический перфорированный конус

С целью достижения высокой плотности в седле и повышения долговечности регулирующего органа со временем постепенно перешли на цилиндрические перфорированные конусы (рис. 8.2). Проточная поверхность образована системой небольших отверстий, которые просверлены по периметру цилиндрической части конуса. Расположение отверстий подобрано по возможности таким образом, чтобы отдельные потоки среды внутри конуса взаимно сталкивались и элиминировали действия кинетической энергии. По этой причине форма течения среды "над седлом", значит среда протекает по направлению внутрь в цилиндр конуса.

Преимуществом такого типа дроссельной системы является способность перерабатывать высшие перепады давления без кавитации и возникновения шума. К преимуществам можно отнести также и относительно простое производство. Недостатком является то, что лимитирующая проточная поверхность образована суммой поверхностей отверстий в цилиндрической рубашке конуса, что не позволяет достичь одинаковых макс. значений K_v для всех типов характеристик в вентилях с одинаковым диаметром седла.

Следующим шагом являются многоступенчатые дроссельные системы, образованные несколькими фасонными конусами, последовательно включенными друг за другом (рис. 8.3), или комбинацией цилиндрического перфорированного конуса с многоступенчатой регулирующей втулкой общего с конусом типа. Примером такой дроссельной системы служит конус и регулирующая втулка, использованные в вентиле RV 501 или RV 805 (см. рис.8.4). Эта четырехступенчатая система позволяет перерабатывать перепады давления до 20 Мра (200 бар).

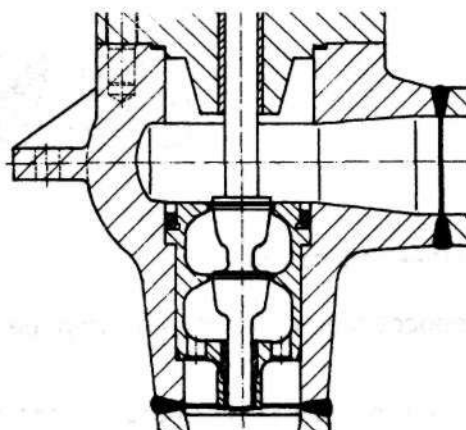


Рис. 8.3. Многоступенчатая дроссельная система с последовательным включением фасонных конусов

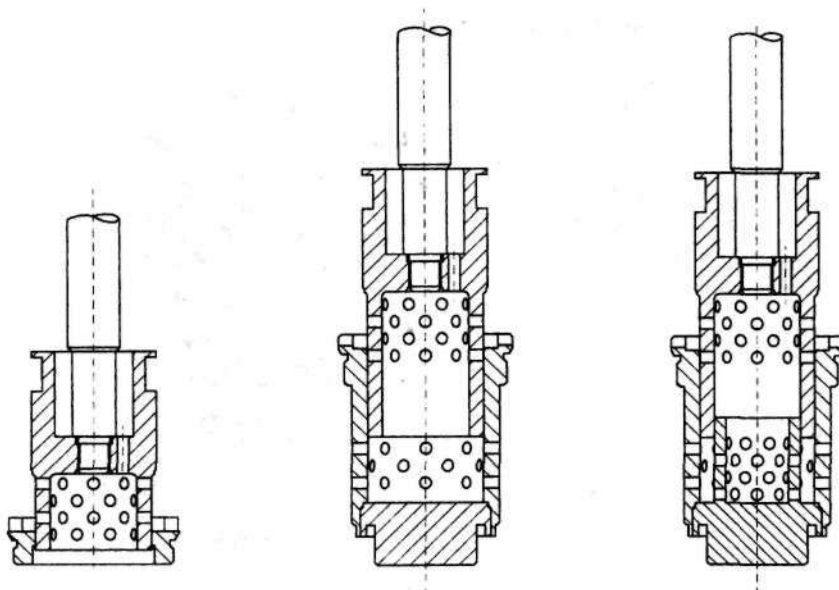


Рис. 8.4. Многоступенчатые дроссельные системы, примененные в вентилях RV 501 - RV 806

Для самых тяжелых рабочих условий используется лабиринтная дроссельная система, образованная плунжерным конусом, который при своем ходе постепенно открывает отверстия в специальной регулирующей втулке (рис. 8.5). Последняя образована рядом сосредоточенных, вставленных друг в друга втулок с регулируемыми отверстиями. Требуемые расходные характеристики достигаются посредством подходящей комбинации отдельных втулок. Фирма LDM применяет этот тип дроссельного органа в запусках типа G92.

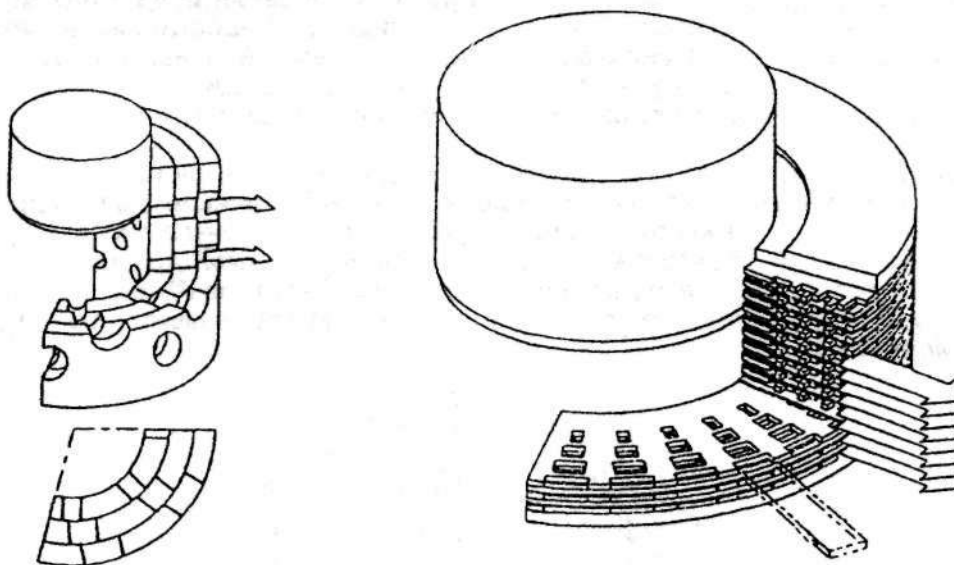


Рис. 8.5. Лабиринтная дроссельная система

Исполнение по материалу дроссельных систем в последнее время решено следующим образом:

- низкая температура, в достаточной мере чистая среда уплотняющие поверхности снабжены уплотнительным материалом т. Н. мягкое седло. Фирма LDM применяет в этом случае PTFE-кольца, вставленные в поверхность седла

- высшая температура, средняя степень загрязнения уплотнительные поверхности из базового материала, конус седлом после достижения требуемой плотности следует притереть
- высокая температура, высокие перепады давления в таком случае уплотнительная поверхность снабжена наплавкой твердого сплава (реал, стелит).

8.1.3. Сальники

Как правило, сальники являются одной из самых сложных деталей регулирующего вентиля. Сальник должен как идеально уплотнять шпиндель и препятствовать таким образом утечке среды, так и позволить шпинделю совершать движения с минимальным сопротивлением. Поэтому, сколько существует производство арматуры, столько же существует проблема, связанная с подбором подходящего сальника.

С повышением параметров регулирующей среды изменялся и материал, из которого изготавливали сальники. Первые сальники изготавливали из плетеного хлопчатобумажного шнура, пропитанного растительным или животным жиром. Минувя следующие типы материалов, остановились на шнуре из асбестового волокна, который, благодаря своей исключительной теплостойкости и хорошим фрикционным свойствам, казался идеальным материалом. Материал перестали использовать не по причине недостаточной уплотнительной способности или недостаточной долговечности, а из-за опасности для окружающей среды. В последнее время начали использовать графит как в виде шнуров, так и в форме прессованных колец из экспандированного графита. В настоящее время этот материал поставляется рядом фирм с мировым именем под разными коммерческими названиями и составами, которые соответствующим образом модифицированы под конкретное применение данной арматуры.

8.1.4. Приводы

Приводы, используемые для энергетики, должны соответствовать специфическим требованиям определенной отрасли. Имеется в виду прежде всего высокая надежность, большая долговечность и стойкость к окружающей среде (высокая температура, влажность, пыльность, вибрация, сейсмостойкость и т. д.).

Для регулирующей арматуры наиболее подходящими являются прежде всего электроприводы в прямом исполнении или многооборотном, или же четвертьоборотном в регулирующих рычажных вентилях, или прямые гидравлические приводы.

В соответствии со степенью автоматизации эти приводы оснащены управлением и сигнализацией обратной связи на разном уровне. Из числа электрических приводов фирма LDM использует изделия, изготовленные фирмами ZPA Pečky, Křížík Prešov (Regada), Auma, Schiebel, Siemens, EMG Drehmo и Rotork, причем по желанию заказчика можно использовать приводы других производителей со стандартным присоединением согласно ISO 5210. Пневматические приводы поставляются фирмами SPA Praha, Honeywell, Foxboro Eckardt.

Далее о приводах говорится в гл. 9., но проблематика приводов и их оснащения настолько обширная и сложная область, что мы не будем заниматься ею детально.

8.2. Вентили LDM для энергетики

Как видно из каталога фирмы LDM, в области производства регулирующих вентилях для энергетики можно выделить два основных направления развития, т. е. вентили ряда G, которые фирма приобрела вместе с покупкой бывшей "Арматурки", Ческа Тржебова, и вентили ряда RV/RS 5xx и 7xx, и RV 8xx собственной конструкции. Дополнением производственной программы регулирующей арматуры являются импульсные полноподъемные предохранительные клапаны типа SiZ 1508 и запорные вентили V46 и A10.

8.2.1. Вентили ряда G

Общая черта этих вентилях громоздкая конструкция, свидетельствующая о времени их появления, высокая надежность, долговечность и, за исключением G92, привод при помощи рычажного механизма. Их главный недостаток заключается (опять с исключениями) в неспособности перерабатывать высокие перепады давления и небольшая внутренняя плотность в некоторых исполнениях. Вентили этих типорядов в настоящее время постепенно заменяются новыми типорядами или при сотрудничестве фирмы "LDM Servis", o.o.o., приспособляются желанием заказчика (перфорированные регулирующие партии, многоступенчатая дроссельная система, прямые приводы, специальные материалы). Целью таких преобразований является устранение вышеуказанных недостатков при сохранении долговечности и надежности.

8.2.1.1. Регулирующие вентили G45.

Прямые регулирующие вентили, исполнение приварное и фланцевое, большой диапазон условных проходов и давлений. Вентили G45 (рис. 8.6) в двухседельном исполнении, в больших проходах оба седла заменены регулирующей втулкой. Преимуществом такого исполнения является относительно легкая замена изношенных деталей, недостатком - следующий потенциальный источник внутренней неплотности вентиля. В связи с тем, что входной и выходной штуцера вентилях имеют одинаковый проход, они предназначены прежде всего для регулирования расхода жидкостей.

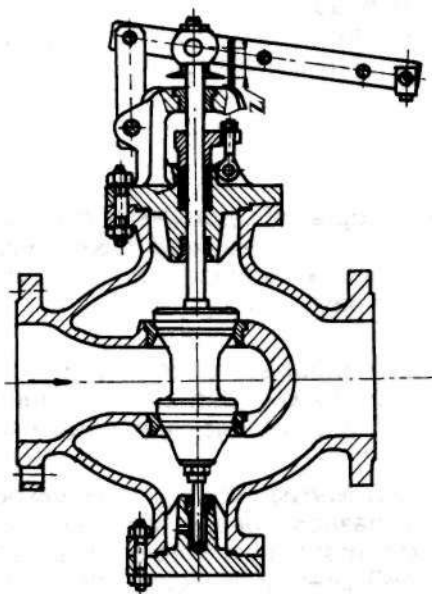


Рис. 8.6. Регулирующие вентили G45 125540

8.2.1.2. Регулирующие вентили G41, G46

Речь идет о регулирующих прямых вентилях в приварном и фланцевом исполнении, в большом диапазоне условных проходов и давлении. Вентили ряда G41 (рис. 8.7) односедельные, вентили ряда G46 (рис. 8.8) в двухседельном исполнении, в больших проходах оба седла заменены регулирующей втулкой. Достоинство этого исполнения заключается в относительно легкой замене изношенного дроссельного органа, недостаток в следующем потенциальном источнике внутренней неплотности вентиля. В связи с тем, что оба вентиля имеют расширенный выход они предназначены для регулирования расхода паров и газов.

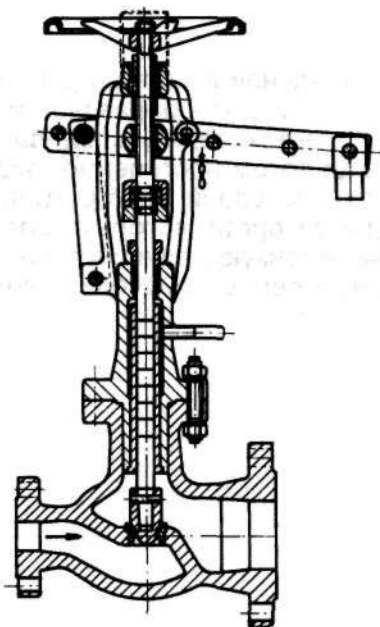


Рис.8.7. Вентиль G41 1152250

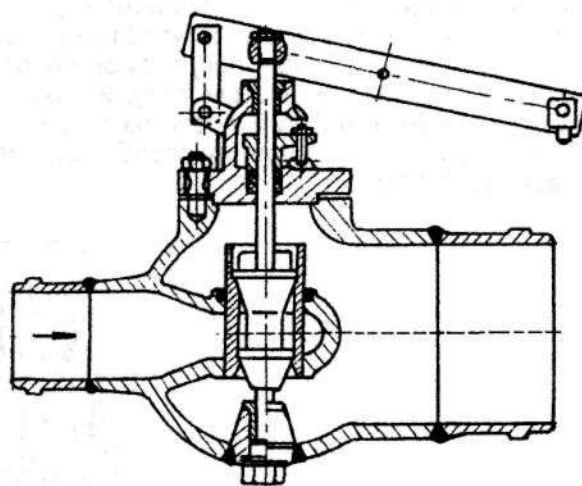


Рис.8.8. Вентиль G46 125 5100

8.2.1.3. Регулирующие вентили G47

Так же, как и у вышеприведенных типов вентиляей, здесь идет речь о вентилях в прямом исполнении. С учетом использования этих регулирующих вентиляей в качестве регулирующих вентиляей питательной воды для паровых котлов, они изготавливаются в высших напорных классах (PN 125 500). Отличаются типом дроссельного органа. В этих вентиляях использован конус так называемого поршневого типа и регулирующая втулка с фасонными вырезами (рис. 8.9). В зависимости от формы и размера этих вырезов определяется характеристика и Kvs коэффициент вентиля.

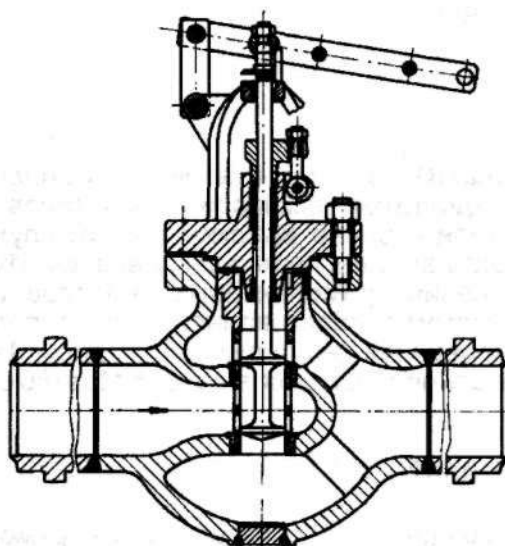


Рис. 8.9. Вентиль G47 1255125

8.2.1.4. Регулирующий вентиль G92

Этот вентиль (рис. 8.10) был предложен в качестве специальной арматуры для запуска 200 MW блоков классических электростанций. Регулирующий орган образован из плунжерного конуса, который в закрытом состоянии прилегает к седлу, следовательно, вентиль в закрытом состоянии уплотнен. При своем ходе потом постепенно открывает отверстия в специальной регулирующей втулке. Втулка по своей конструкции представляет четырехступенчатый регулирующий дроссельный орган, который, благодаря геометрии своих отверстий, позволяет осуществлять очень тонкую и точную регулировку. Рассчитан для управления многооборотным серводвигателем с присоединением F10 согласно ISO5210.

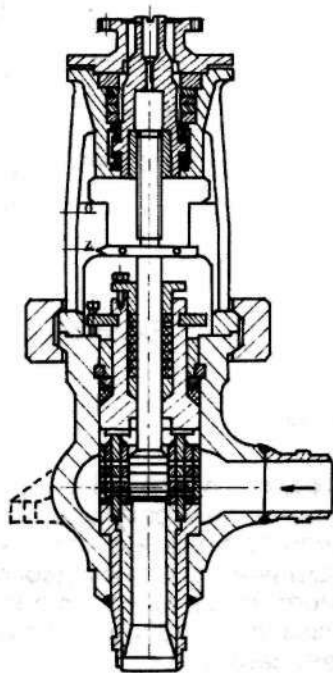


Рис. 8.10. Вентиль G92 225 2400

8.2.2. Вентили ряда RV

Вентили конструктивного ряда RV возникли в связи со стремлением фирмы LDM элиминировать большую часть недостатков вышеописанных типов и удовлетворить требованиям заказчиков на вентили с более высоким сроком службы, меньшим шумом и способностью перерабатывать высшие перепады давления. Их общей чертой является конструкция для присоединения прямолинейных приводов и использование многоступенчатой дроссельной системы, образованной перфорированным конусом и одной или многократной перфорированной регулирующей муфтой. Таким образом на каждой ступени можно перерабатывать перепад давления до 5 Мра (50 бар).

8.2.2.1. Регулирующие вентили RV 501

Регулирующие вентили RV 501 (рис 8.11) поставляются в прямом исполнении, напорных классах PN 63, 100 и 160, с проходами DN 15 до 500. Присоединение вентилей фланцевое или приварное. Характерной чертой этих вентилей является разгруженный конус и возможность выбора между одноступенчатыми, двухступенчатыми и трехступенчатыми дроссельными системами. С учетом того, что размеры входного и выходного каналов совпадают, вентиль предназначен прежде всего для регулирования жидкостей. Несмотря на это, в зависимости от использованных для основных деталей материалов вентили можно применять до температур 550°C.

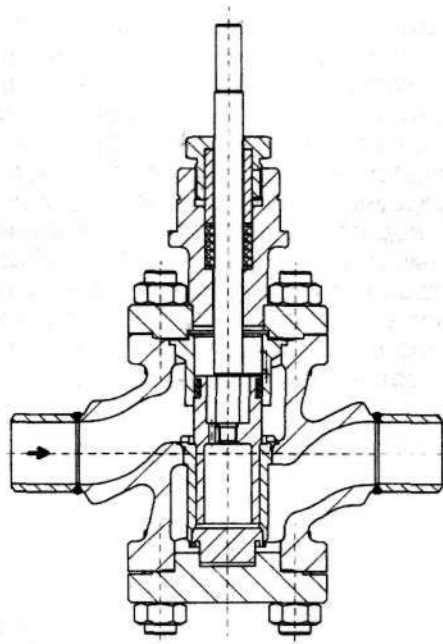


Рис. 8.11. Вентиль RV 501 EXX 4752

8.2.2.2. Регулирующие вентили RV 502, RS 502

Эти вентили подобны вышеописанным, с той разницей, что выходной канал вентиля RV 502 имеет большие размеры и диапазон PN 160/100. В связи с этим вентиль годится прежде всего для регулирования пара (рис. 8.12). Для увеличения перепада давления, которое вентиль способен перерабатывать, и для снижения шума в выходном трубопроводе можно снабдить вентиль на выходе тремя диафрагмами.

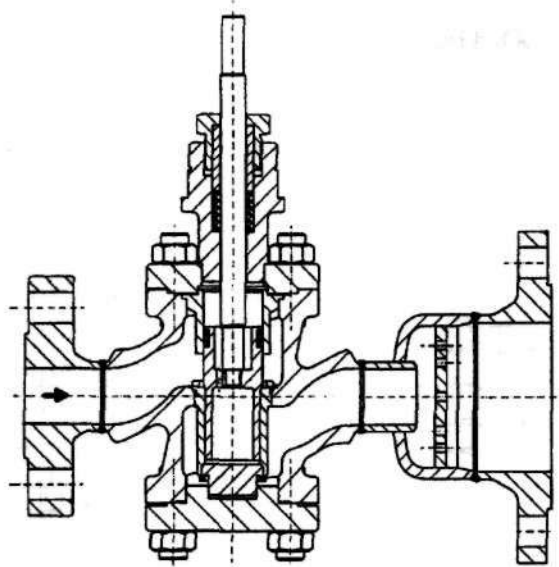


Рис. 8.12. Вентиль RV 502 EXX 1152

Вентиль или редукционная станция RS 502 (рис. 8.13.) еще больше расширяет применение описанного конструктивного ряда, добавляя возможность использования там, где одновременно с редукцией давления требуется и регулирование температуры. Речь идет о вентиле RV 502, который на выходе оснащен фланцем для монтажа впрыскивающей головки. Фирма LDM предлагает в настоящее время два типа впрыскивающих головок.

Впрыскивающая головка, которая снабжена одной или больше (макс. тремя) механическими распылительными форсунками (рис. 8.14) или впрыскивающая головка с соплом Лавалья (рис. 6.15), в которой идеальное распыление достигается при помощи кинетической энергии приводного пара, расширяющегося в сопле. Применение первого типа головки лимитировано минимальным количеством охлаждающей воды, при котором достигается идеальное распыление, и в случае большего количества используется головка с большим числом форсунок, имеющих градуированное открывающее избыточное давление, или в трубопровод помещается большее количество головок. Последние можно устанавливать и в самостоятельные участки трубопровода. Паровая головка, наоборот, используется там, где необходимо идеальное распыление малого количества охлаждающей воды и имеется в распоряжении достаточный перепад давления между приводным и охлаждаемым паром. В зависимости от типа материала можно использовать головки для охлаждения пара до температуры 550°C.

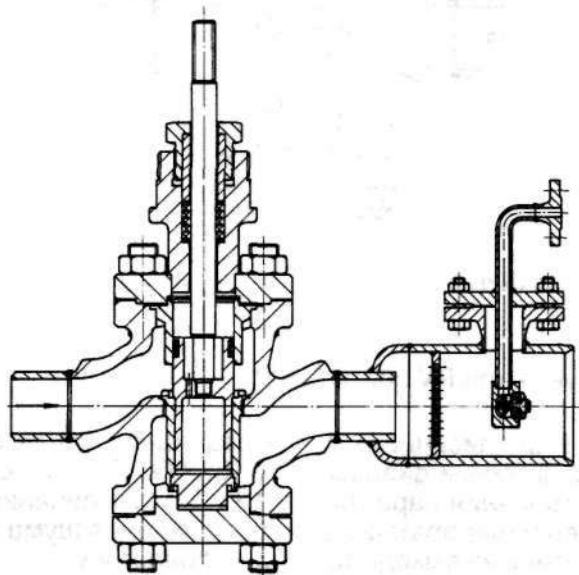


Рис. 8.13. Вентиль RS 502 EXX 4152

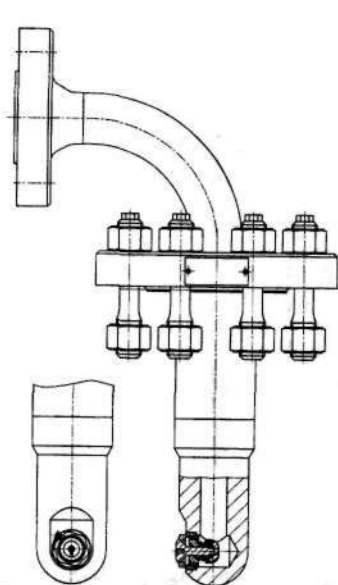


Рис. 8.14. Впрыскивающая головка (ВГ)

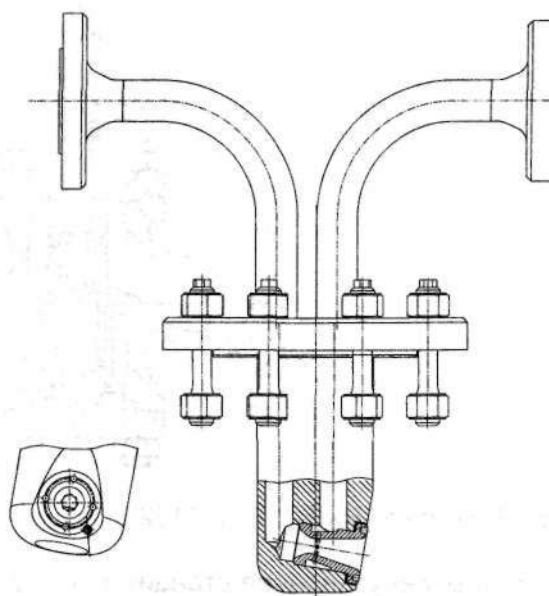


Рис. 8.15. Впрыскивающая паровая головка (ВГП)

8.2.2.3. Регулирующие вентили RV 701

Регулирующие вентили RV 701 (рис. 8.16) односедельной конструкции с разгруженным конусом, изготавливаются в прямом приварном или фланцевом (гладкий уплотнительный выступ) исполнении. Многоступенчатая дроссельная система (согласно параметрам среды и по требованию заказчика вентили поставляются с дроссельной системой в одноступенчатом и трехступенчатом исполнении) рассчитана с учетом наивысшей стойкости к возникновению и действию кавитации и соответственно шума. В основном исполнении вентили поставляются с неплотностью запора в классе III согласно ČSN EN 1349. Стандартно вентили поставляются с графитным сальником типа "Live Loading" с центральной связкой тарельчатых пружин. В настоящий период (осень 2005) вентили поставляются с проходами DN 50 и DN 150, причем мы намерены в ближайшее время поставлять целый ряд проходов от DN 25 до DN 150, напорные классы PN 160, 250, 320 и 400. Материал корпусов, т. е. углеродистое стальное литье GP240GH (WN 1.0619) и легированное стальное литье 13CrMo4-5 (WN 1.7357), позволяют применять вентили в диапазоне температур от 20°C до +550°C. Благодаря совпадающим размерам входного и выходного каналов, вентили RV 701 предназначены преимущественно для регулирования жидкостей. Вентили приспособлены для использования широкой шкалы прямых тяговых сервоприводов как в электрическом, так и пневматическом исполнении.

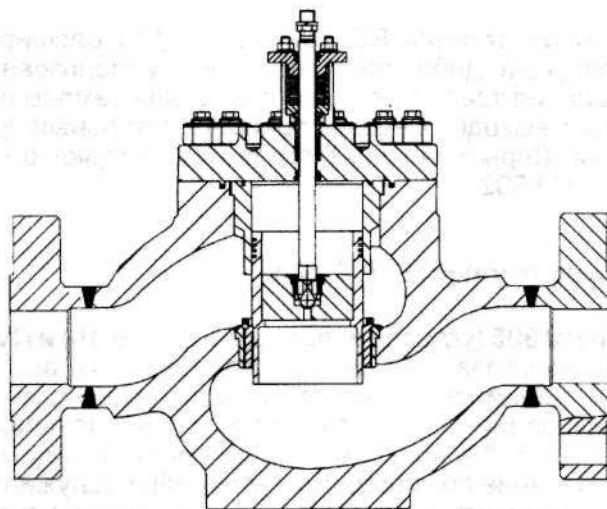


Рис. 8.16. Вентиль RV 701 в фланцевом исполнении

8.2.2.4. Регулирующие вентили RV 702, RS 702

Регулирующие вентили RV 702 (рис.8.17) представляют собой вариант вышеупомянутого типа, предназначенный для регулирования расхода пара и газа. Этому соответствует расширенный выходной канал, который можно рассчитать для использования двух-трех диафрагм, что увеличивает перепад давления, которое можно переработать в вентиле. В настоящее время эти вентили поставляются с проходами входного канала, равными DN 50 и DN 100, причем выходные каналы можно градуировать в пределах DN 65 до DN 300. Напорный класс выходного канала можно изменять в диапазоне PN 160 до PN 400.

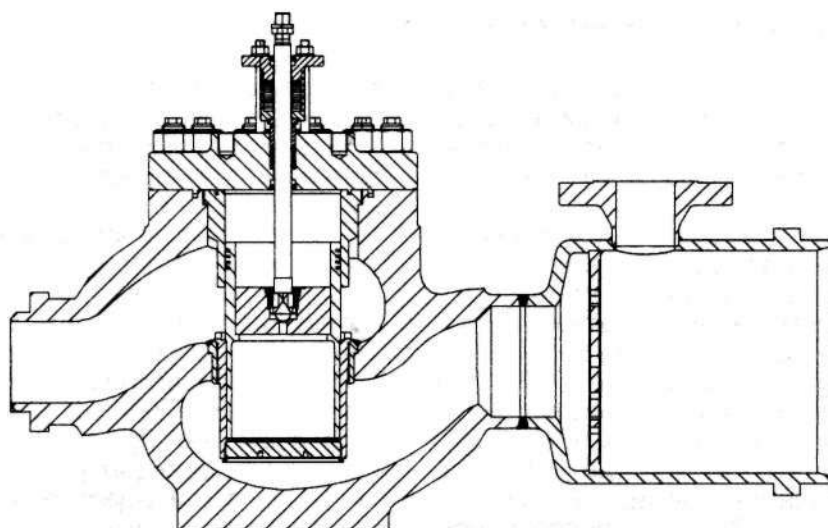


Рис. 8.17. Вентиль RS 702 в приварном исполнении

Вентиль или редукционная станция RS 702 (рис. 8.17.) расширяет применение описанного конструктивного ряда, добавляя возможность использования там, где одновременно с редукцией давления требуется и регулирование температуры. Речь идет о вентиле RV 702, который на выходе оснащен присоединительным фланцем для монтажа впрыскивающей головки. Впрыскивающие головки совпадают с головками, рассчитанными для вентилях ряда RS 502.

8.2.2.5. Регулирующие вентили RV 805, RV 806

Регулирующие вентили RV 805 (угловое исполнение, рис. 8.18) и RV 806 ("Z"- исполнение, рис. 8.19) возникли как последователи ранее изготавливаемых вентилях RV 803 и RV 804. Применение такое же - регулирование количества охлаждающей воды (регулирование высоконапорных впрыскиваний), изготавливаются в совпадающих напорных и габаритных классах PN 160, 250 и 400 в приварном исполнении и с проходами DN 25, 40 и 50. Причиной реконструкции ранее производимых вентилях послужило требование заказчиков на более высокие плотность и долговечность сальника одновременно с большей стойкостью вентилях к кавитации.

Стандартно вентили поставляются с графитным сальником типа "Live Loading" с центральной связкой тарельчатых пружин. Корпуса изготовлены из нержавеющей стали сплава X20CrMoV11-1 (WN 1.4922).

Регулирующие органы вентиля рассчитывались с учетом точнейшего регулирования. Принимая во внимание потребность перерабатывать высокие перепады давления, вентиль можно оснастить четырехступенчатой дроссельной системой, которая позволяет перерабатывать максимальные перепады давления на вентиле до 20 МПа, т. е. 200 бар. Плотность затвора вентиля соответствует условиям класса IV согласно ČSN EN 1349.

В соответствии с исполнением по материалу можно использовать вентиль до температуры 550°C.

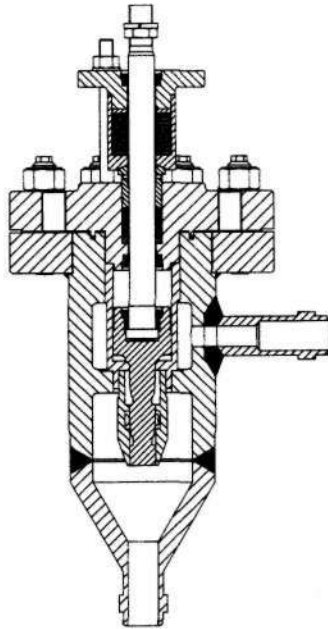


Рис. 8.18. Вентили RV 805

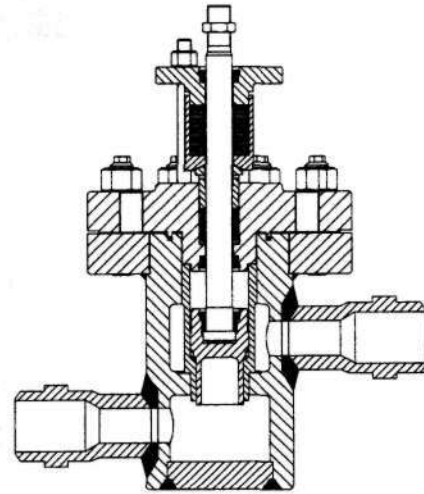


Рис. 8.19. Вентили RV 806

8.2.3. Предохранительные клапаны SiZ 1508

Отдельным этапом, как в энергетике, так и в производственной программе фирмы LDM, являются предохранительные клапаны.

Каждое напорное оборудование в энергетике (котел на ЭС, пароводы, резервуары питательной воды и т. д.) должны быть согласно ČSN оснащены соответствующим предохранительным оборудованием. В большинстве случаев в качестве такого оборудования используются предохранительные вентили. Они должны показывать идеальную плотность до момента открытия, быстрое и автоматическое открытие в случае превышения рабочего давления предохраняемого оборудования, т.е. при достижении значения установленного открывающего давления, и быстрое автоматическое закрытие при падении давления на определенное значение.

В результате невыполнения вышеуказанных требований в лучшем случае ухудшится экономическая ситуация эксплуатации оборудования, в худшем остановка или даже авария. С течением времени предохранительные клапаны постепенно развивались, первыми типами были рычажные клапаны. Постепенно перешли на пружинные, которые в настоящее время являются наиболее распространенным типом и вполне достаточным для низших параметров в централизованном теплоснабжении и отоплении.

Для высоконапорных котлов большой мощности необходимо вышеназванные клапаны заменить клапанами с дополнительной нагрузкой, которые элиминируют пропорциональное открытие, свойственное обычным предохранительным клапанам. Тип SiZ 1508 (рис. 8.20), который представляет собой полноподъемный предохранительный клапан с дополнительной нагрузкой, управляемый устройством SiZ 5320 (или новым типом RP 5330), поставил фирму LDM в один ряд с производителями трудоемкого с точки зрения технологии оборудования.

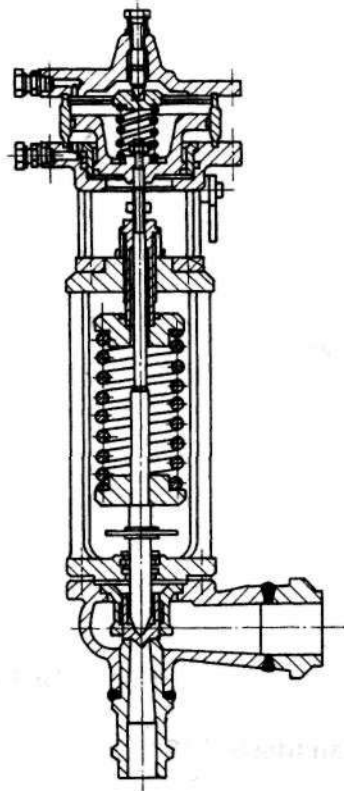


Рис. 8.20. Предохранительный клапан SiZ 1508

Оборудование состоит из предохранительного клапана, управляющего устройства, импульсного трубопровода и азрационной системы. Собственная конструкция клапана практически подобна конструкции обычного пружинного клапана. Добавлен только воздушный цилиндр с дифференциальным поршнем.

Работу оборудования можно коротко описать следующим способом: при достижении открывающего избыточного давления управляющее устройство выпустит воздух над поршнем воздушного цилиндра (так назыв. утяжеленный воздух). Собственное давление среды потом вместе с давлением воздуха под поршнем воздушного цилиндра (так назыв. подъемный воздух) поднимет моментально конус на полный ход без постепенного открытия. При падении давления среды ниже значения открывающего избыточного давления утяжеленный воздух, наоборот, помогает быстро и плотно закрыть вентиль. В случае прекращения подачи энергии или повреждения управляющего устройства клапан работает как классический пружинный предохранительный клапан. Но такой аварийный режим работы значительно снижает срок службы клапана или его уплотняющих поверхностей.

Достоинством этого типа предохранительных клапанов является их высокая плотность и надежность, возможность испытания работы вентиль без необходимости достижения значения открывающего избыточного давления, высокая точность настройки открывающего избыточного давления и быстрая реакция, предотвращающая лишние потери пара, тем самым повышая экономию эксплуатации котла.

Клапаны типа SiZ 1508, производимые фирмой LDM, Ческа Тржебова, включены в оснащение паровых котлов в соответствии с постановлением ČSN 07 0620, был подтвержден "Сертификат соответствия конструкции", выданный IBP 24.6.1969 г. под № 1699/0.50/69. Клапаны изготавливаются с проходами DN 25/40 до 300/350 (проход входного/выходного штуцера), для макс. температуры среды 575°C и открывающего избыточного давления от 40 Мра (400 бар) в зависимости от прохода и диаметра седла. Поставляются в приварном, фланцевом или комбинированном исполнении, т. е. приварной вход и фланцевое присоединение на выходе.

На рис. 8.21 изображена рабочая схема предохранительного клапана SiZ 1508, включая его управляющее устройство SiZ 5320, где 1 - предохраняемое оборудование, 2 - предохранительный клапан, 3 - поршень пневматического цилиндра, 4 - выпускной трубопровод, 5 - отвод воды, 6 - импульсный трубопровод, 7 - грязеуловитель, 8 - червячная пара (пружины), 9 - управляющие диафрагмы, 10 - фильтр, 11 - воздухораспределение, 12 - манометр подъемного воздуха, 13 - манометр управляющего воздуха, 14 - запорный вентиль, 15 - главный редукционный вентиль, 16 - редукционный вентиль управляющего воздуха, 17 - электромагнитный вентиль, 18 - воздушные форсунки, 19 - запорные вентили управляющего воздуха, 20 - дроссельная точка нагрузочного воздуха, 21 - мембранный вентиль, 22 - манометр нагрузочного воздуха, 23 - трубопровод нагрузочного воздуха, 24 - трубопровод подъемного воздуха.

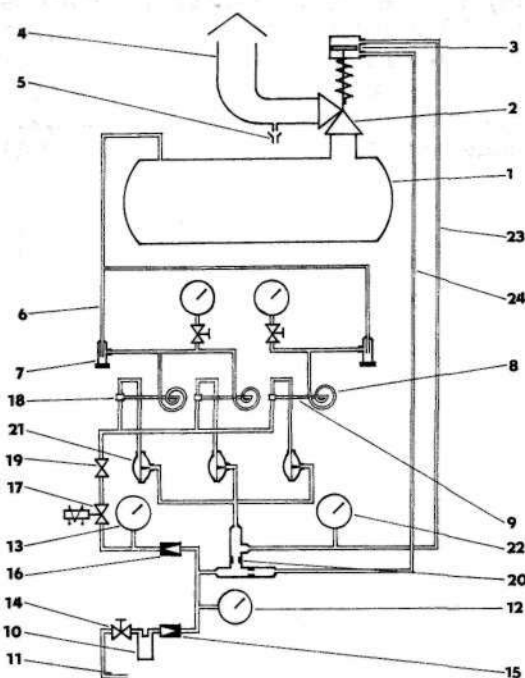


Рис. 8.21. Рабочая схема предохранительного клапана SiZ 1508 и его управляющего устройства SiZ 5320.

С учетом постоянно растущих требований к безопасности оборудования и экономии производства (включая ревизии оборудования, настройку и испытания) со стороны заказчиков появилось новое требование относительно настройки значения открывающего избыточного давления управляющего устройства еще до введения предохраняемого оборудования в эксплуатацию и относительно настройки и испытания предохранительных клапанов во время эксплуатации, т. е. при эксплуатационном избыточном давлении. В связи с этим фирмой был разработан новый тип управляющего устройства, обозначенного RP 5330. Этот новый тип не только полностью заменяет старый тип, но, более того, предлагает три отбора давления предохраняемого оборудования (старый тип только два), возможность вышеуказанной настройки открывающего избыточного давления как управляющего устройства, так и предохранительных клапанов, для каждого клапана отдельную азрационную систему, уже встроенную в управляющем устройстве, и блокировку эксплуатации устройства при закрытом импульсном трубопроводе. При сохранении совпадения всех главных элементов (с учетом их заменяемости и многолетней эксплуатации с доказанной надежностью) новое управляющее устройство позволяет внедрение в среду с более высокой температурой (постоянно 60°C, в течение 1 часа 100°C по сравнению с 50°C в старом устройстве).

Рабочая схема предохранительного клапана SiZ 1508 и его нового управляющего устройства RP 5330 приведена на рис.8.22, где 1 - предохраняемое оборудование, 2 - предохранительный клапан, 3 - поршень пневматического цилиндра, 4 - выпускной трубопровод,

5 - отвод воды, 6 - импульсный трубопровод, 7 - трехходовой запорный вентиль, 8 - манометр импульсов, 10 - червяная пара (пружины), 11 - управляющие диафрагмы, 12 - пневматическая сеть, 13 - запорный вентиль, 14 - фильтр, 15 - главный редуцирующий вентиль (6-4 бар), 16 - манометр, 17 - редуцирующий вентиль управляющего воздуха (4-6 бар), 18 - манометр управляющего воздуха, 19 - магнитный вентиль, 20 - запорный кран, 21 - воздушные форсунки, 22 - мембранные вентили, 23 - дроссельная диафрагма нагрузочного воздуха, 24 - трехходовой запорный вентиль нагрузочного воздуха (1-й предохранительный клапан), 25 - трехходовой запорный вентиль нагрузочного воздуха (2-й предохранительный клапан), 26 - выпуск нагрузочного воздуха (1-й предохранительный клапан), 27 - выпуск нагрузочного воздуха (2-й предохранительный клапан), 28 - манометр нагрузочного воздуха (1-й предохранительный клапан), 29 - манометр нагрузочного воздуха (2-й предохранительный клапан), 30 - трехходовой запорный вентиль подъемного воздуха (1-й предохранительный клапан), 31 - трехходовой запорный вентиль подъемного воздуха (2-й предохранительный клапан), 32 - манометр подъемного воздуха (1-й предохранительный клапан), 33 - манометр подъемного воздуха (2-й предохранительный клапан), 34 - присоединение наружного источника подъемного воздуха (1-й предохранительный клапан), 35 - присоединение наружного источника подъемного воздуха (2-й предохранительный клапан), 36 - трубопровод подъемного воздуха, 37 - трубопровод нагрузочного воздуха.

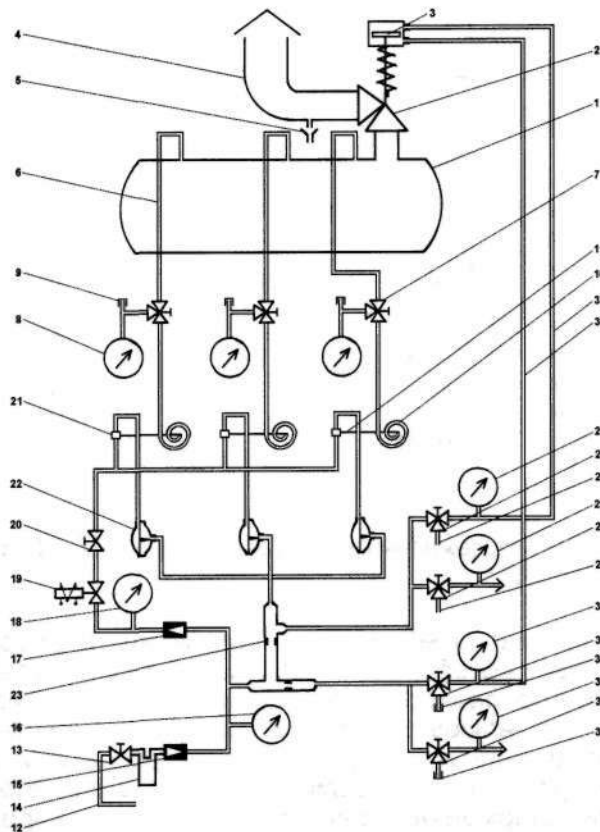


Рис. 8.22. Рабочая схема предохранительного клапана SiZ 1508 и его управляющего устройства RP 5330

8.2.4. Запорные вентили V46

Следующим изделием, несколько выделяющимся из производственной программы фирмы, является запорный вентиль типа V46 (рис. 8.23). Это запорные вентили высокого давления, напорный класс PN 400, проход DN 6 и 10. Учитывая, что в основном они используются в качестве затворов трубопровода для отбора проб конденсата, их называют вентилями для отбора проб.

Корпус вентиля штампованная поковка из коррозиестойкой или легированной стали с просверленным входным и выходным каналом. Седло и конус снабжены наплавкой из твердого сплава, что гарантирует высокую надежность вентиля. Управление вентилем посредством маховика.

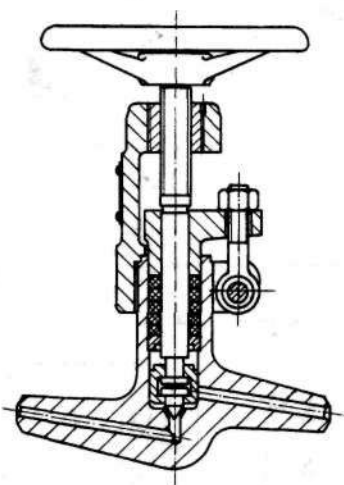


Рис. 8.23. Запорный вентиль V46 121 3400

8.3. Размещение вентиля LDM на угольной электростанции

На упрощенной схеме 200 MW-го производственного блока теплоэлектростанции (рис. 8.24) наглядно продемонстрировано практическое применение вентиля LDM для энергетики. В следующей таблице (рис. 8.2) содержатся пояснения к позициям на рис. 8.24.

Позиция	Тип	DN	Применение
1	G 45 115 516	300	Обход ВУК
2	G 45 115 516	300	Обход SF
3	G 40 115 540 / RV 220	100	Опресненная вода для конденсата
4	G 45 115 540	200	Дополнение конденсатора из ZN
5	G 40 115 540 / RV 220	150	Рециркуляция РС
6	G 40 115 540 / RV 220	100	Конденсат из NTO5 в NTO4
7	G 45 115 540	200	Конденсат из NTO3 в конденсатор
8	G 40 115 540 / RV 220	150	Конденсат из NTO4 в NTO3
9	G 40 115 540 / RV 220	150	Конденсат из NTO5 в ЕРК
10	G 45 115 540	300	RS пар на POV
11	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	15	Впрыскивание охлаждающей воды RS POV
12	G 40 115 540 / RV 220	100	Конденсат из VTO1 в ЕРК
13	G 45 115 5100 / RV 501	100	Конденсат из VTO2 в VTO1
14	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	150	Конденсат из VTO1 в NNV
15	G 40 115 540 / RV 220	100	Дополнение ZN
16	G 40 115 540	200	Обход KC II
17	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	25	Впрыскивание RCHS
18	G 40 115 540 / RV 220 / RV 501	15	Впрыскивание малой RCHS
19	G 46 125 5100	200 / 300	RCHS
20	G 46 125 5100	100 / 200	RCHS малая
21	G 45 125 540	300	Регулирование уровня NNV
22	G 92 225 2400	150	Запускающий вентиль
23	RV 803 E 4253	50	Впрыскивание VT и ST перегревател
24	IPV SiZ 1508	300 / 50	NNV
25	IPV SiZ 1508	50 / 80	VT цепь, испаритель
26	G 47 125 2500	300	Питательный вентиль

Таб. 8.2. Пояснение к оборудованию 200 MW-го блока

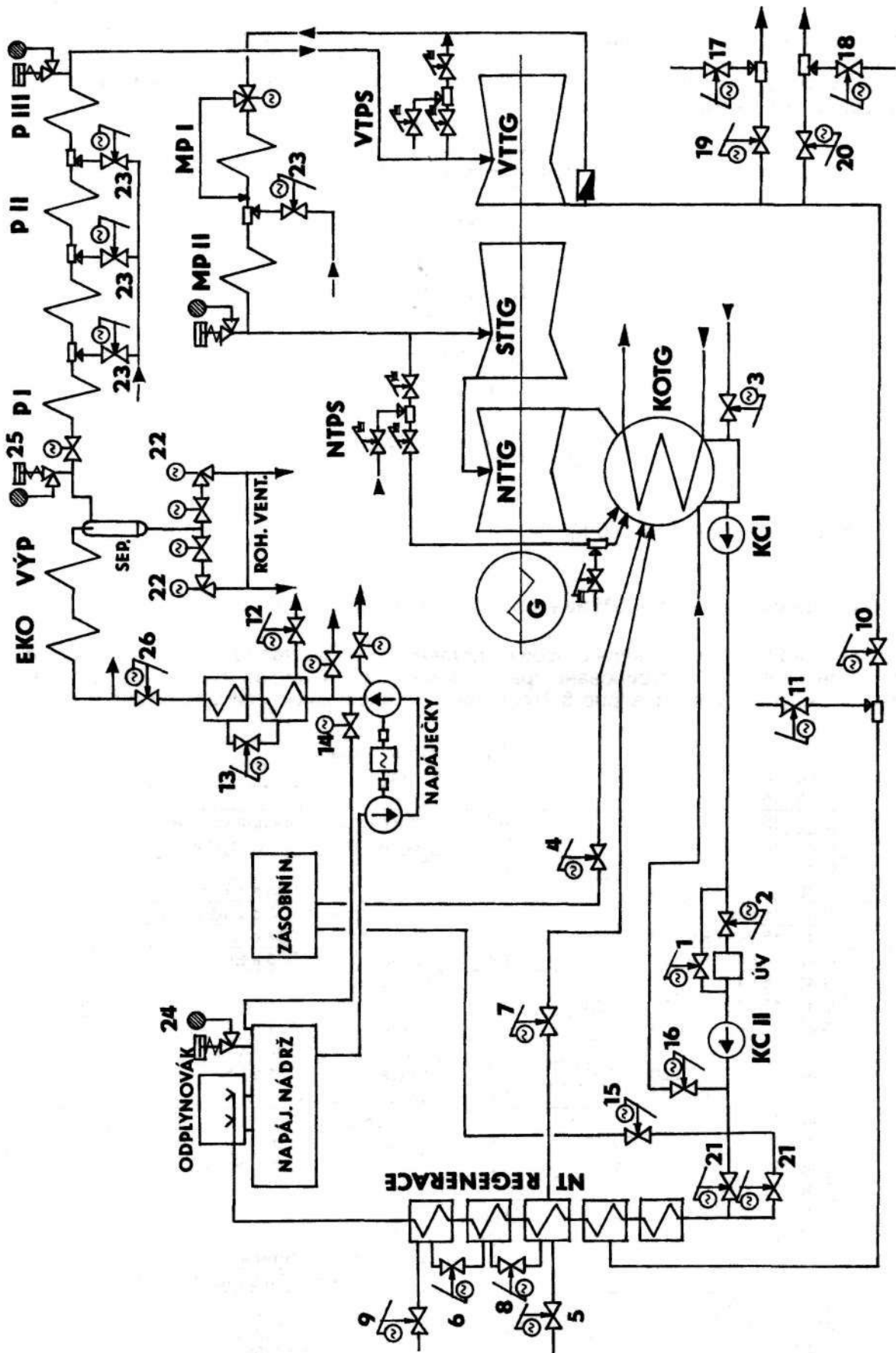


Рис. 8.24. Применение вентилей LDM на блоке электростанции 200 MW

8.4. Арматура для атомной энергетики

8.4.1. Требования к арматуре

Что касается принципа работы, то особенной разницы между арматурой для классической и атомной энергетики не наблюдается. Разница состоит в рабочей среде и, главным образом, в требованиях к долговечности и надежности. Арматура для атомной энергетики должна отвечать следующим требованиям:

- идеальная жесткость и герметичность относительно наружной среды
- срок службы (корпус, как правило, 30 лет), включая усталостный
- коррозиестойкость к рабочему веществу и окружающей среде
- соответствующий безотказный привод
- сейсмостойкость

Поэтому на конструкции вентилях для атомной энергетики распространяется ряд местных и международных предписаний, которые на основании рабочего вещества и его параметров, в зависимости от размещения соответствующей арматуры на электростанции разделяют арматуру на классы и для соответствующих классов определяют прежде всего:

- тип использованного материала (имеются в виду разные марки стали точно установленного химического содержания с определенными механическими свойствами)
- тип сальника (графит, чистый графит, PTFE, гребенчатое уплотнение)
- материал прокладки (графит, чистый графит, PTFE, гребенчатое уплотнение)
- присоединительные размеры и способ присоединения (почти всегда приварное исполнение)
- параметры нагрузки для расчета на прочность

В случае поставки арматуры для электростанций в Чешской республике необходимо придерживаться следующих предписаний:

- Постановление 76/Сб. Чешского ведомства по безопасности труда от 19.6.1989 г. "Об обеспечении безопасности технического оборудования в атомной энергетике"
- Постановление 214/Сб. Государственного ведомства по атомной безопасности от 15.8.1997 "Об обеспечении качества отдельных видов оборудования"
- ОТТ-87 Общие технические требования для специальной арматуры атомных электростанций с внесенными изменениями от 9.11.1991

8.4.2. Требования к конструкции

Для выполнения всех требований, относящихся к арматуре для атомной энергетики, и вытекающих из них вышеприведенных документов, следует еще в фазе конструкции рассмотреть все возможные комбинации эксплуатационных и аварийных условий. При помощи вычислительной техники и утвержденных программ проводятся потом расчеты прочности/напряжения и долговечности арматуры для предписанных состояний (нормальная эксплуатация, авария типа LOCA, максимальное проектное землетрясение и их комбинации).

8.4.3. Производственные требования

Из требований, предъявляемых к арматуре, вытекает и ряд требований к производителям соответствующей арматуры. Существует правило, что производители и поставщики в том числе должны иметь Разрешение на производство согласно постановлению 76/Сб., выданное ITI Прага, производство в случае поставки согласно постановлению 76/Сб. должно осуществляться в соответствии с утвержденной документацией (ITI Прага), во время производства проходит приемка выбранных деталей, после окончания производства испытание и приемка соответствующей арматуры. Результаты всех предписанных испыта-

ний должны быть приведены в сопроводительной документации, так назыв. паспорте арматуры.

8.4.4. Типы вентиля для атомной энергетики

На АЭС применяется большинство типов вентиля, ранее описанных в сборнике. Однако, речь идет о модификациях материалов, переработанных согласно соответствующим предписаниям, которые изготавливались соответственно с предварительно согласованными техническими условиями и под контролем компетентных органов или потребителя. Несмотря на это, хотелось бы остановиться на двух типах арматуры, которые установлены на АЭС в сериях, насчитывающих десятки или сотни экземпляров. Это предохранительные клапаны типа SiZ 1508 и запорные вентили типа А 10. В настоящее время в связи с окончанием строительства электростанций в г. Моховец SK (4 x 440 MW) и Темелин CZ (2 x 1000 MW) и требующимся обновлением арматуры на действующих ЭС в Дукованах CZ, Пакс Н и Ясловске Богунице SK осуществляются поставки или проходят переговоры относительно поставок следующих партий вентиля из продукции LDM. Имеются в виду прежде всего вентили ряда RV 501, RV 701, RV 220, предохранительные клапаны и некоторые типы из ряда G.

8.4.4.1 Запорный вентиль А 10

Вентиль А 10 (рис. 8.25) подобен вентилю V 46 для атомной энергетики. Отличается использованным материалом, типом сальника (многорубашечный сильфон, дополненный предохранительным сальником из графитного шнура), параметрами (PN 40 200, DN 10) и переменным выбором привода (ручной привод, электропривод Limitorque или дистанционный привод при помощи шарнирного вала). Этот вентиль служит также для затвора трубопровода отбора проб.

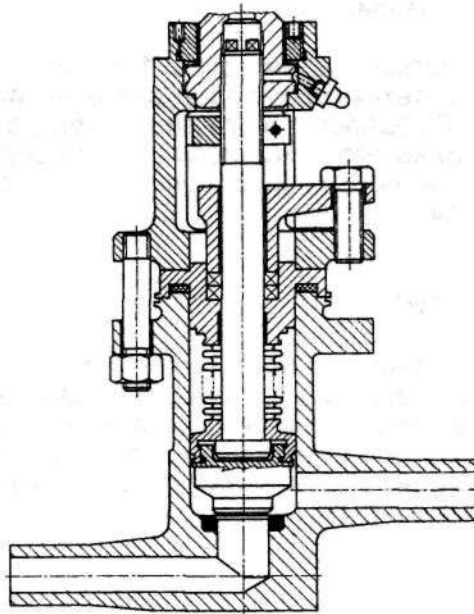


Рис. 8.25. Запорный вентиль А 1082 10 200/300 10

8.4.4.2. Регулирующие вентили RV 501 NA

Эти вентили представляют собой модификацию вентиля RV 501 для поставки на АЭС. Регулирующие вентили в прямом исполнении, напорный класс согласно ВТТ 87, проходы DN 15 до 150 (рис. 8.26). Главным отличием по сравнению с основным типом является

использование специальной стали и чистого графита для сальников (атомное качество).
По желанию можно поставить вентили с сильфонным уплотнением.

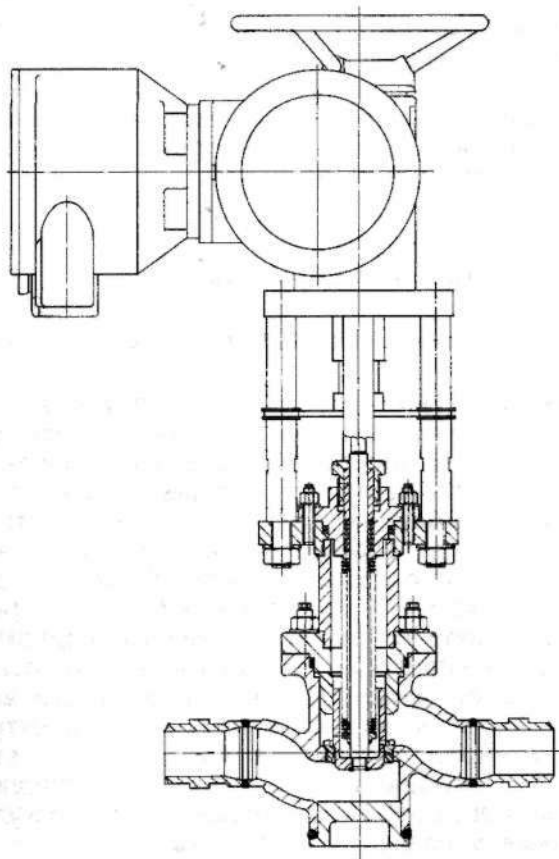


Рис. 8.26. Вентиль RV 501 NA

9. ПРИВОДЫ РЕГУЛИРУЮЩИХ ВЕНТИЛЕЙ

Неотделимой частью регулирующих вентиляей являются их приводы. Вместе с повышающимися требованиями к точности, скорости и надежности регулирующих вентиляей, повышаются требования и к их приводам. Используемые на сегодняшний день трехпропорциональные приводы редко являются достаточными, т. к., наоборот, все чаще требуется непрерывная регулировка с точным определением положения вентиля. Немалое значение придается и аварийной функции привода, которая позволяет в зависимости от включения переставить вентиль при прекращении подачи энергии в требуемое положение, как правило, в положение "закрыто".

9.1. Основное разделение приводов арматуры

В принципе приводы арматуры можно разделить на несколько следующих категорий:

- приводы электрические, где составной частью привода является электродвигатель. Он может быть как с постоянным током (24 в), так и с переменным, в однофазном или трехфазном исполнении. Электроприводы для регулирования вентиляей поставляются чаще всего в прямом исполнении, когда передача между ротационным движением двигателя и прямым движением тяги вентиля уже встроена в привод, в многооборотном исполнении, где следует между погоном и вентиляем установить еще линейную единицу или создать подвижную резьбу на тяге вентиля, сопряженную гайку образовать в приводе или на специальном бугеле в крышке вентиля, и в однооборотном или четвертьоборотном исполнении. Последнему названному исполнению соответствуют рычажные приводы. Приводы могут быть оснащены рядом сигнальных и концевых выключателей, моментowymi (или силовыми) выключателями, датчиками положения и другими компонентами. Преимущество электрических серводвигателей заключается в возможности питания из обыкновенной сети, возможности работать в разных положениях и оснащении привода ручным управлением, в широком выборе компонентов, возможности работать в непрерывном (регулирующая петля) или прерывающемся режиме управления, в высокой точности регулирования. В многооборотных приводах существует возможность реализации почти "неограниченного" хода. Недостатком является высокая цена, относительно высокая сложность приводов и во многих случаях значительная масса. Следующим недостатком является то, что эти приводы не подходят для работы во взрывоопасной среде. В ряде случаев это элиминировано возможностью применения привода в Ex-исполнении, но цена такой возможности очень высокая. Приводы меньших размеров (и мощности) не имеют унифицированного присоединения, большие приводы поставляются в настоящее время в основном с присоединительным фланцем согласно ISO 5210, что позволяет использовать для одного вентиля приводы разных типов и производителей.
- приводы пневматические, где привод образован воздушным цилиндром с поршнем и мембраной. В одном направлении вентиль нажимается связкой пружин, а в другом направлении движение обеспечивается изменяющимся давлением воздуха. Здесь речь идет о прямых приводах. Преимуществом пневмопривода является его относительная простота, низкая масса и цена, аварийная функция, при помощи которой можно очень легко реверсировать простым поворотом привода, его пригодность для использования во взрывоопасной среде. Недостатком является требование относительно чистоты управляющей среды и ее распределительной сети и вытекающее из этого ограничение параметров окружающей среды, в которых может работать привод (конденсация и намораживание при наличии влажности в управляющем воздухе). Следующим недостатком является относительно низкое осевое усилие, а также ограниченный ход привода. Вопрос увеличения осевого усилия можно решить посредством "тандемного" или даже трехкратного последовательного включения привода, или увеличением поверхности поршня. Оба мероприятия значительно повышают как массу, так и цену привода. Следующим недостатком ввиду отсутствия прямой механической связи является относительная мягкость привода (на ход привода в значительной степени влияют действительные силовые отношения на вентиле). Это явление можно элиминировать при помощи позиционера.

- гидравлические приводы, которые работают по тому же принципу, как вышеописанные пневматические вентили, или по принципу поршня, который нагружен жидкостью попеременно с обеих сторон. В связи с тем, что фирма LDM не использует эти приводы, не будем им в дальнейшем уделять внимания.
- электрогидравлические приводы, образованные гидравлическим цилиндром и собственным электрическим насосом, объединяющие таким образом преимущества электрических и гидравлических приводов, т.е. простое питание, простую конструкцию, аварийную функцию. Недостатком является их малое закрывающее усилие, данное силой внутренней пружины.

9.2. Приводы для вентилей LDM

Отдельные типы будут описаны на примерах приводов, тем не менее, для информации читателей в таб. 9.1 дан краткий обзор приводов, которые использует фирма LDM.

Изготовитель	Обозначение привода	Тип	Тип вентиля
LDM	ANT5	E	RV 111
	ANT11	E	RV 122
ZPA Nová Paka	PIKO 52465	E	RV 102, 103
	Zepadyn 670	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	MIKRO 655	E	RV 102, 103
	MIDI 660	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
Ekorex	PTE 1	E	RV 102, 103
	PTN 1	E	RV 102, 103
	PTN 2	E	RV 102, 103, RV 2x0, 2x2, 2x4
	PTN 6	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	PPN 2	E	KK
SPA Praha	5201	EH	RV 2x0, 2x2
	5222	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	52661	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
ZPA Pečky	Modact MTN	E	RV 2x0, 2x4
	Modact MTN Control	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x
	Modact MPS	E	G 40, 41, 45, 46, 47
	Modact MPS Control	E	G 40, 41, 45, 46, 47
	Modact MPR Variant	E	G 40, 41, 45, 46, 47
	Modact MO	E	G 92
	Modact MO Control	E	G 92
ZPA Křížík Prešov (Regada)	Isomact ST 0, ST 0.1	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	Isomact ST1 - Ex	E	RV 2x0, 2x2
	Modact MTR	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x
Siemens (Landis & Staefa)	SQX 32, 62, 82	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x5
	SSC 31, 61, 81	E	RV 111
	SQS 65.5	E	RV 111
	SQS 35	E	RV 111
	SKD 32, 82, 60, 62	EH	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	SKB 32, 82, 60, 62	EH	RV 2x1, 2x3, 2x5
	SKC 32, 82, 60, 62	EH	RV 2x1, 2x3, 2x5
Sauter	AVR 32W32	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	AVR 32W62	E	RV 2x1, 2x3, 2x5
	AVN 3H	EH	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	AVN 5H	EH	RV 2x1, 2x3, 2x5
Johnson Controls	VA 7150	E	RV 102, 103
	VA 7200	E	RV 102, 103, RV 2x0, 2x4
	RA 3000	E	RV 2x0, 2x1, 2x2, 2x4
	FA 1000	E	RV 2x1, 2x4
	FA 2000	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
	FA 3300	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	PA 2xxx-3xxx	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	MP8xxxxx20	E	RV 2x1, 2x4
Honeywell	ML 642	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x5
	ML 742	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x5
	M 642	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	M 742	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
	Series 2000	P	RV 2x0, 50x, 70x, 80x, SRV
Belimo	NV	E	RV 102, 103, RV 2x1, 2x3, 2x5
Schiebel	rAB3/Actumatic	E	RV 2x0, 2x4, 50x
	rAB3/Actumatic	E	RV 50x, 80x
	rAB8/Actumatic	E	RV 80x

Auma	SA 07.1, SAR 07.1	E	RV/UV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x
	SAR 07.5	E	RV 80x
	SA Ex 07.1	E	UV 2x0
	SAR Ex 07.1	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x
EGM - Drehmo	D 30, D 59	E	UV 2x0
	DMI 30, DMI 59	E	UV 2x0
	DMI R 30, DMI R 59	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x
	DR 30, DR 59	E	RV 2x0, 2x4, 50x, 70x, 80x
Rotork	IQM7, ExIQM7	E	RV 2x0, 2x2, 2x4
Foxboro	PA 252, PB 502	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
Fisher - Rosemount	3024S, 657 a 667	P	RV 2x0, 2x2, 2x4
	System 9000	P	RV 2x0, 2x2, 2x4

Таб. 9.1. Обзор приводов вентиляей, которые использует фирма LDM

В таб. 9.1. сокращения обозначают: E - электромеханический, EH - электрогидравлический, P - пневматический. Следует подчеркнуть, что некоторые поставляемые приводы (некоторые типы Siemens и Belimo) в исполнении OEM, т. е. отличаются цветным исполнением и обозначением (LDM).

9.3. Электрические приводы прямолинейные

В фирме LDM электрические приводы принадлежат к наиболее используемым типам управления регулирующей и запорной арматурой.

К этим приводам принадлежат также пока что единственные собственные продукты LDM в области приводов типы ANT5 и ANT11. Речь идет о прямолинейных нажимных приводах, предназначенных для управления вентилями, оснащенными обратной пружиной (RV 111, RV 122). Присоединение на вентиль обеспечивает нулевой зазор между тягой вентиля и шпинделем привода, а тем самым и идеальную регулируемую способность даже при минимальных изменениях положения. Приводы самоадаптирующиеся, крайние положения ограничены собственным ходом вентиля и привод не требует настройки. Могут управляться 3-пропорционально или посредством токового сигнала. Версия с обозначением S содержит электронным способом управляемую аварийную функцию, обеспечивающую перестановку привода в требуемое положение при прекращении подачи напряжения питания. Источником энергии для обеспечения аварийной функции являются встроенные NiMH аккумуляторы. Для этой версии по желанию можно поставить реостатный датчик положения. Эти приводы в основной компоновке снабжены маховиком для аварийного управления.

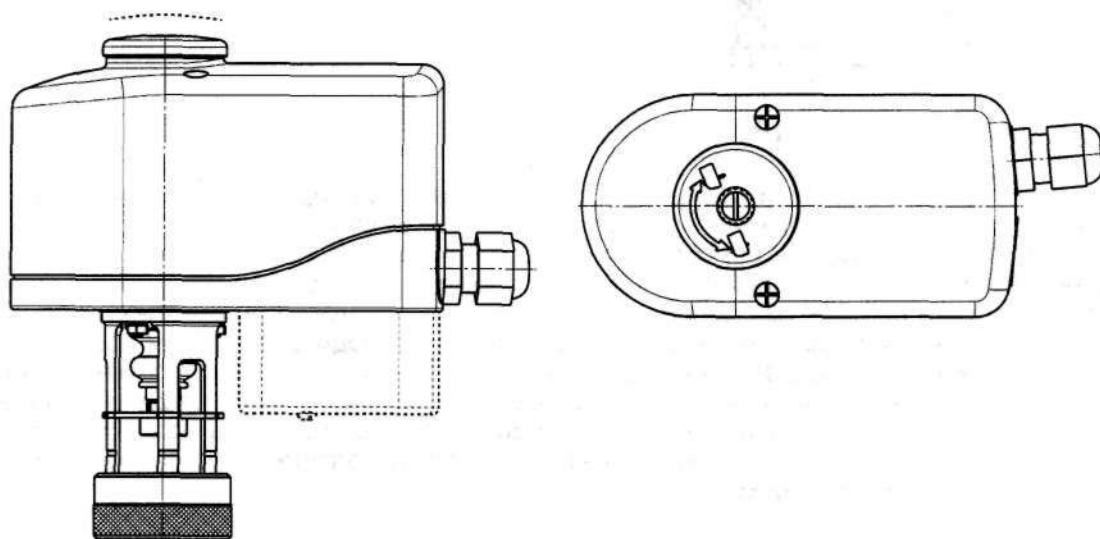


Рис. 9.1. Электрический привод ANT - габаритный чертеж

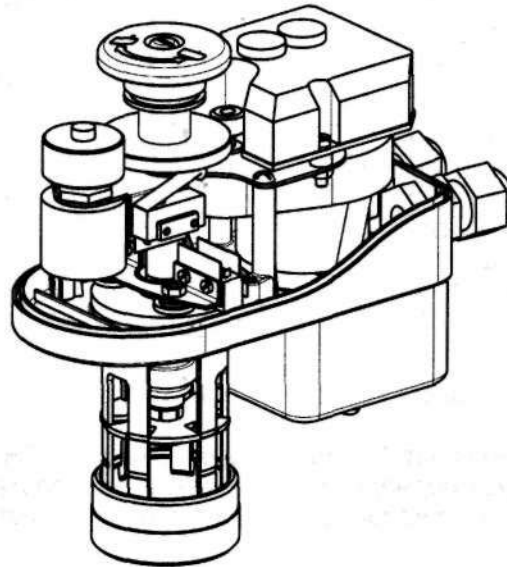


Рис. 9.2. Электрический привод ANT 11 - внутренняя компоновка

В качестве представителя простого и дешевого прямолинейного тягового привода для арматуры меньших проходов мы выбрали электропривод PTN, габаритный чертеж которого изображен на рис. 9.3 с постоянной управляющей скоростью.

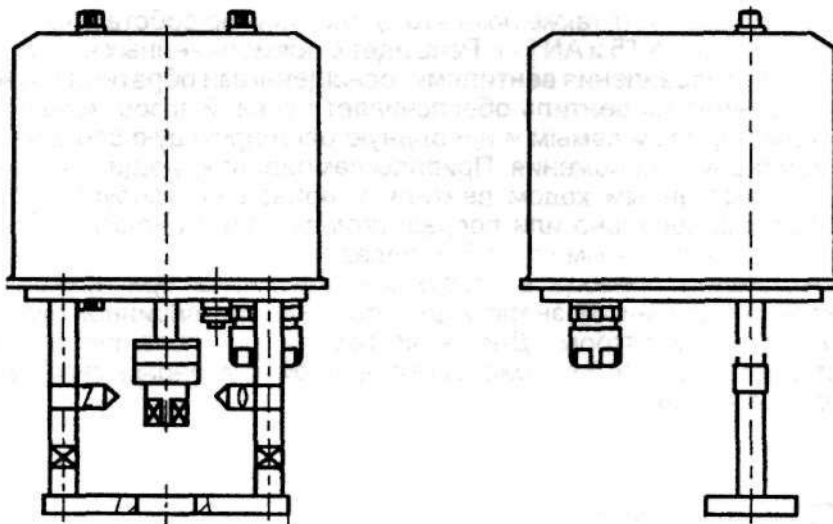


Рис. 9.3. Электрический привод PTN габаритный чертеж

Основой является асинхронный моторчик и самостоятельная коробка передач, которая переводит вращающееся движение на поступательное. Выходная тяга привода закончена муфтой для соединения вентиля и привода. Питание привода 220 в или 24 в, управление трехпропорциональное. Привод оснащен моментными выключателями, указателем положения, ручным управлением, плавким предохранителем электродвигателя и нагревательным сопротивлением. Привод можно снабдить датчиком положения с настраиваемым ходом соответственно ходу вентиля. Он может быть дополнен преобразователем с токовым сигналом 4-20 мА для двухпроводного включения в измерительную петлю (питание прямо из измеряемого сигнала). Возможность электрического выхода, т. е. 0-20 мА, 4-20 мА и 0-10в, должны иметь самостоятельное питание 24 VAC, гальванически отделенное от выхода.

Привод можно использовать при температурах от -20°C до +60°C и относительной влажности окружающей среды 5-100% с конденсацией. Рабочее положение произвольное, но не рекомендуется размещать под управляемым оборудованием.

9.4. Электрические приводы многооборотные

Для тяжелых условий работы в энергетике и отоплении вентили LDM комплектуются электрическими приводами заграничных производителей. Эти приводы отличаются комфортабельным управлением, качеством и надежностью. В качестве представителя этого ряда был выбран привод Schiebel, внутренняя компоновка которого изображена на рис. 9.4.

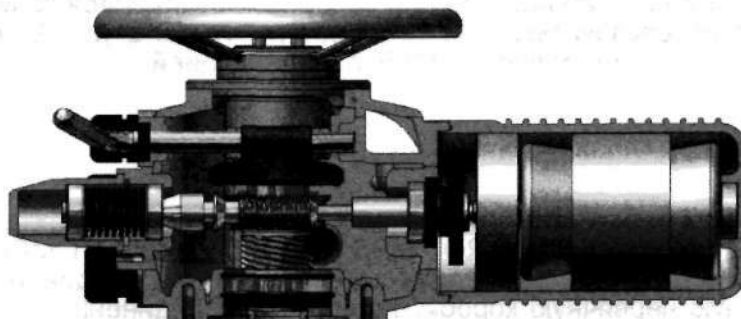


Рис. 9.4. Внутренняя компоновка электрического привода Schiebel

Приводы можно разделить соответственно размерам и диапазону крутящего момента, типу движения на многооборотные, четвертьоборотные и прямолинейные. На арматуру LDM чаще всего применяется привод поворотный с диапазоном крутящего момента 10-30 Nm. Поворотное движение переводится на поступательное при помощи линейной единицы конструкции LDM (рис.9.5), которая приспособлена для присоединения привода согласно ISO 5210.

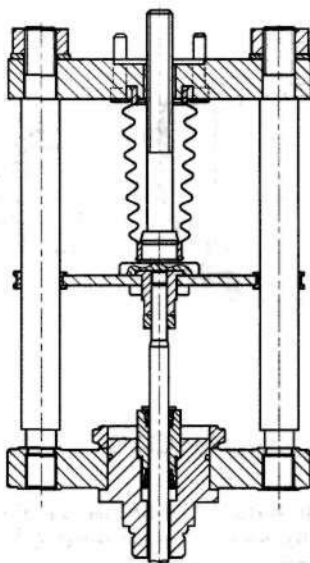


Рис. 9.5. Линейная единица конструкции LDM

Основой привода является трехфазный асинхронный двигатель с напряжением питания 3x400/230 в или однофазный двигатель 230 в и червячная коробка передач. Это основное исполнение снабжено моментными выключателями, сигнализацией положения и теплозащитой двигателя. Управление трехпропорциональное. Стандартное исполнение можно дополнить потенциометром сопротивления или электронным датчиком.

Привод Schiebel Actumatic состоит из стандартного исполнения и параметрического управления, которые включают в себя комплектное управление двигателем, обработку регулирующих приказов и сообщение в диспетчерское помещение. Управление Actumatic содержит экстренные управляющие приказы, сигнальные реле, контроль последователь-

ности фазы (препятствует набеганию трехфазного двигателя при плохой последовательности фазы), регулятор положения (обеспечивает, чтобы действительное значение, а тем самым и позиция привода, сопровождало требуемое значение $0(4) - 20 \text{ mA}$), настройку дифференции включений, электромагнитную совместимость и диагностику состояния привода, например, повреждения.

Электроприводы Schiebel поставляются в нормальном или взрывобезопасном исполнении. Приводы делятся на регулирующие и запорные, отличаются количеством включений в час. Могут использоваться при температуре от -20°C до $+80^\circ\text{C}$. Допустимая влажность 90% (тропическое исполнение 100% с конденсацией)

9.5. Электрические рычажные приводы

Регулирующие клапаны ряда G комплектуются электрическими рычажными приводами типа MODACT MPS, MODACT CONTROL MPS, MODACT VARIANT MPR. Это изделия фирмы ZPA Рецьку и в отличие от иностранных приводов, где выходной рычаг привода надет на специальную червячную коробку передач, присоединенную к классическому многооборотному приводу, речь идет о специально спроектированных компактных приводах. В качестве типичного представителя выбран второй из вышеназванных приводов, т. е. MODACT CONTROL MPS, габаритный чертеж которого изображен на рис. 9.6. Этот привод предназначен для работы в цепях регулирования с непрерывным управляющим сигналом. Состоит из электродвигателя, коробки перебора, силовой передачи, коммутационной коробки, коробки электроники и рычажного механизма.

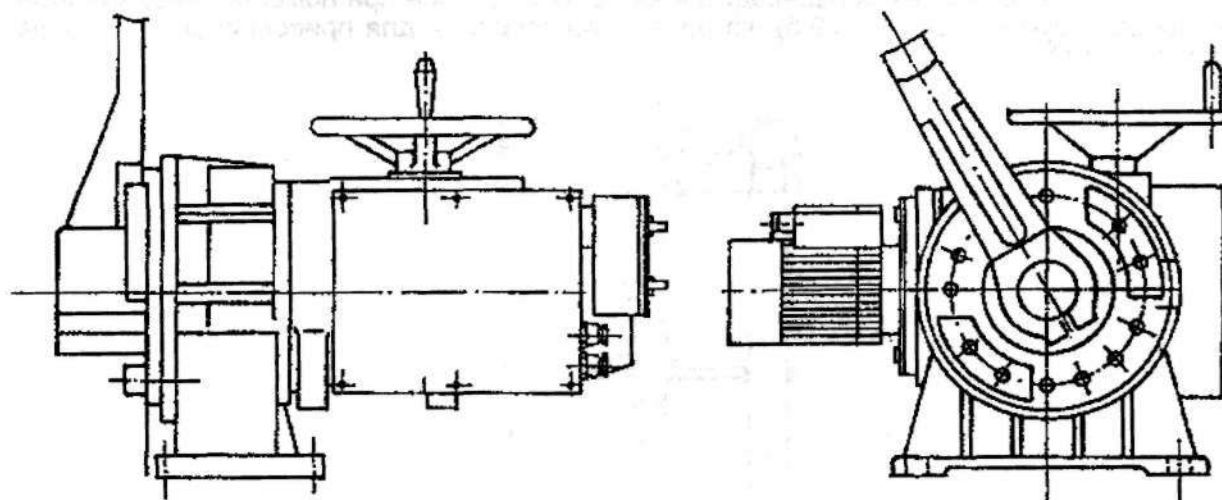


Рис. 9.6. Электрический рычажный привод MODACT CONTROL MPS чертеж

Электродвигатель привода трехфазный асинхронный, с напряжением питания $3 \times 230/400 \text{ в}$, 50 гц. Задачей коробки перебора является снижение оборотов электродвигателя и при помощи червячной передачи также обеспечение самоторможения целого привода. Благодаря этому, отпадает необходимость использования электродвигателя с электромагнитным тормозом.

Силовую передачу образует самостоятельный монтажный узел, установленный на выходном валу двойного зубчатого колеса. Состоит из планетарной передачи, образованной центральным колесом и тремя сателлитами, которые захватывают внутреннее зацепление двойного зубчатого колеса. Последнее в верхней части снабжено наружным зацеплением для червяка ручного управления. Червяк аксиально подрессорен и его перемещение прямопропорционально величине усилия или моменту сцепления, который это усилие вызывает. Перемещение при помощи передачи переносится в коробку управления на

моментный выключатель. Посредством маховика можно управлять приводом во время бега двигателя.

Коробка управления представляет собой также самостоятельный монтажный узел и находится на противоположном конце выходного вала. В ней размещены следующие функциональные блоки:

- блок моментных выключателей
- блок положения с кулачковым механизмом
- блок датчика положения (сопротивления 2×100 , индуктивный 0(4) - 20 мА или 0 - 5 мА, или емкостный СРТ 1/А4 - 20 мА) с источником питания или без источника
- нагревательный элемент

В коробке электроники в зависимости от исполнения привода (однозначно определяется дополнительными цифрами в типомомере) могут помещаться следующие устройства:

- регулятор положения TRM 11, который позволяет автоматически настраивать положение выходного вала в соответствии со значением входного сигнала регулятора
- контакты для реверсирования хода электродвигателя
- электронный тормоз ВАМ для снижения выбега электродвигателя
- трансформатор питания 230/24 в
- блок местного управления с переключателем "дистанционный", "местный", далее "открыто", "закрыто" и "стоп"
- клеммник серводвигателя

Приводы MODACT CONTROL MPS в нормальном исполнении предназначены для работы в окружающей среде с условиями Сх3 согласно ČSN 186330, т. е. при температуре от 25°C до +55°C, относительной влажности до 100% с конденсацией. В нормальном и тропическом исполнении должны обладать стойкостью к пылесодержащей окружающей среде (пыль непроводящая и негорючая) и среде, подверженной вибрациям, действию внешней среды при размещении под навесом. Рабочее положение серводвигателя произвольное при условии, что ось электродвигателя останется в горизонтальном положении

9.6. Пневматические приводы

Регулирующие вентили, поставляемые фирмой LDM, можно в принципе комплектовать тяговыми пневматическими приводами различных производителей, но в большинстве случаев поставляются в сборе с изделиями фирмы SPA, Прага, поэтому будем уделять внимание пневмоприводам этой фирмы и их применению.

Основным элементом пневмодвигателя является мембранный модуль, составленный из двух крышек, между которыми зажата мембрана. Последняя подпирается поршнем и ее движение с одной стороны определяется давлением управляющего воздуха, а с другой стороны силой пружин.

Принимаем во внимание две компоновки мембранного модуля. В первом случае речь идет о приводе с так назыв. косвенной функцией (NC), когда пружины выжимают тягу из модуля и управляющий воздух приводит к задвиганию тяги (рис. 9.7). Это значит, что в соединении с двухходовым вентиляем, закрывающим в седло по направлению вниз, арматура без давления воздуха в приводе закрыта. Во втором случае привод с прямой функцией (NO) работает так, что пружины обеспечивают задвигание тяги привода в модуль, давление воздуха приводит к его выдвиганию (рис. 9.8). Двухходовой вентиль в этом случае открыт без воздуха. Размер рабочей поверхности мембраны и усилие пружин определяют величину трубуемого давления и усилие, которое имеется в распоряжении для управления арматурой.

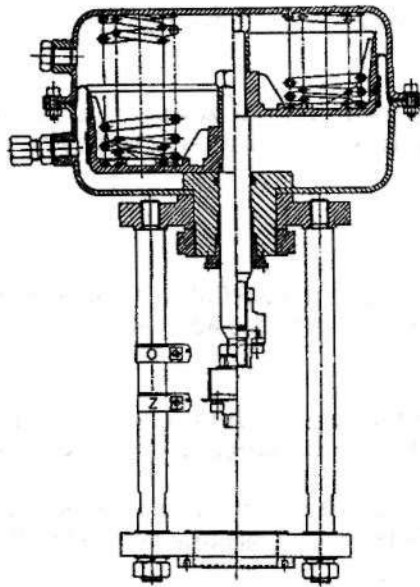


Рис. 9.7. Пневмопривод с косвенной функцией (NC)

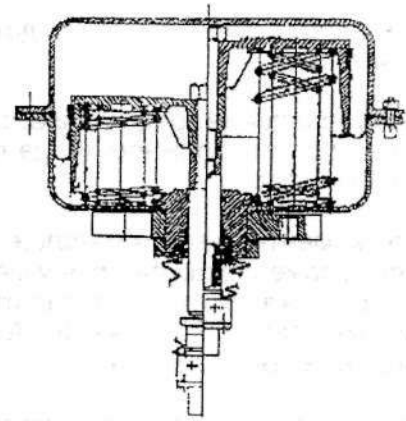


Рис. 9.8. Пневмопривод с прямой функцией (NO)

Для упрощения расчета привода для данного применения усилие, требуемое для сжатия пружин, задается прямо в значениях управляющего давления воздуха (например, диапазон пружин 20 - 100 кПа, 40 - 200 кПа и т.п.).

$$\text{Здесь: } p = \frac{F}{S} \cdot 10 \quad [\text{N} \cdot \text{cm}^{-2}], [\text{kPa}]$$

Основная схема зависимости ходов от рабочего диапазона пружин для привода с косвенной функцией (NC) изображена на рис. 9.9, где p_{\min} обозначает начало открытия вентиля, а при p_{\max} вентиль полностью открыт.

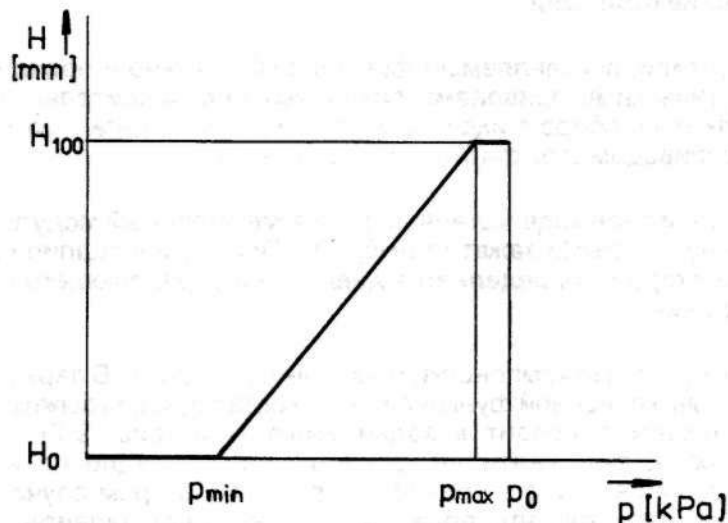


Рис. 9.9. Рабочая схема привода с NC функцией

В некоторых пневмоприводах можно передвигать рабочий диапазон пружин в ограниченных пределах изменением предварительного напряжения пружин. Технически интересным решением являются также приводы в так называемом тандемном исполнении. В этих изделиях (например, фирма Honeywell) соединены два мембранных модуля друг над другом и запорная усилие получается двукратное (до 25 кН).

В приводах с косвенной функцией следует для достижения большего запорного усилия вентиля использовать пружины с высшим диапазоном (следовательно, требуется высшее управляющее давление). Наоборот, в приводах с прямой функцией целесообразно использовать пружины с минимальным диапазоном, только для обеспечения перестановки привода и арматуры при рассмотрении пассивных сопротивлений, тем самым останется достаточно давления воздуха для определения требуемого запорного усилия.

Пример 1: Требуется определить запорное усилие в НС приводе с активной плоскостью мембраны 400 см² и диапазоном пружин 160-300 кПа. Управляющее давление $p_o=320$ кПа.

$$\text{Запорное усилие} \quad F = \frac{p_{\min} \cdot S}{10} = \frac{160 \cdot 400}{10} = 6400 \quad [\text{N}]$$

Пример 2: Требуется определить запорное усилие в НО приводе с активной плоскостью мембраны 400 см² и диапазоном пружин 20 - 100 кПа. Управляющее давление $p_o = 320$ кПа.

$$\text{Запорное усилие} \quad F = \frac{(p_o - p_{\max}) \cdot S}{10} = \frac{(320 - 100) \cdot 400}{10} = 8800 \quad [\text{N}]$$

Однако, необходимо быть внимательными при расчете привода для трехходовых вентилях, т. к. следует обеспечить (обычно приблизительно одинаковое) запорное усилие в обоих конечных положениях.

Пример 3: Требуется определить запорное усилие в НС приводе с активной плоскостью мембраны 400 см², для трехходового вентиля. Управляющее давление $p_o=320$ кПа.

$$F_1 = \frac{p_{\min} \cdot S}{10} ; \quad F_2 = \frac{(p_o - p_{\max}) \cdot S}{10}$$

$$\Rightarrow p_o \cong p_{\min} + p_{\max} \quad \dots \text{подходящий диапазон пружин, например, 110-205 кПа.}$$

$$\text{Следовательно} \quad F_1 = \frac{110 \cdot 400}{10} = 4400 \quad [\text{N}]$$

$$F_2 = \frac{(320 - 205) \cdot 400}{10} = 4600 \quad [\text{N}]$$

Управляющее давление нельзя выбирать произвольно, т. к. оно своей величиной должно обеспечить правильную работу привода в полном диапазоне хода и достаточное запорное усилие. В НС приводе подбирается хотя бы на 20 кПа выше, чем диапазон пружин по причине потерь. В НО приводе желательно выбрать наивысшее значение, но оно ограничено производителем привода в связи со сроком службы мембраны (обычно $p_{\text{оmax}}=320$ до 350 кПа).

Теоретически пневмопривод можно использовать прямо для управления регулирующим вентиляем и управлять величиной открытия вентиля изменением давления управляющего воздуха. На практике такое решение почти не используется, т. к. на значение хода в таком случае влияют пассивные сопротивления и дополнительные усилия от давления среды на конус вентиля. Поэтому так управляются только запорные вентили при помощи двухполярного управления привода соленоидным пневматическим вентиляем. Скорость перестановок, которая, как правило, бывает в пневмоприводах довольно короткой (1-2 сек), можно регулировать посредством дросселирования пневматического трубопровода, например, заслонкой, ручным вентиляем и т. Д.

В регулирующих вентилях пневмопривод бывает оснащен позиционером с пневматическим входным сигналом 20-100 кПа или с электрическим сигналом 4-20mA (0-10в), который определяет действительное положение тяги и обеспечивает дозирование управляющего воздуха в привод, чтобы осуществилась перестановка в требуемое положение в зависимости от значения входного сигнала.

Так же при использовании корректора следует ограничить величину управляющего давления, входящего в позиционер до значения, разрешенного производителем, во избежании его повреждения. Это можно обеспечить при помощи редукционного вентиля или редукционной станции, которые, как правило, производители предлагают как принадлежности.

Пневмопривод можно оснастить рядом комплектующих, например, конечными сигнальными выключателями или датчиками положения.

Преимуществом пневмоприводов является их тихий ход и низкая повреждаемость, взрывобезопасность, возможность применения в помещениях без подвода электроэнергии, в случае необходимости высокой переставной скорости, и возможность обеспечения аварийной функцией перестановка привода в основное положение при прекращении управления.

Недостатком, наоборот, является необходимость установки пневмосети или обеспечения источника напорного воздуха.

9.7. Электрогидравлические приводы

Электрогидравлические приводы, использованные на вентилях LDM, производятся фирмами Siemens (дивизия Landis & Staefa), Sauter и чешской фирмой SPA Прага.

Основу этого привода образуют масляный насос и напорный цилиндр. В одном направлении движения насос (вибрационный или шестеренчатый) перекачивает масло из бункера в напорный цилиндр и создает сжатие пружин, которые подпирают поршень. При движении в обратном направлении электромагнитный клапан перепускает масло обратно в резервуар посредством усилия, аккумулированного в пружинах. Весь этот механизм с масляным хозяйством находится в корпусе привода (рис. 9.10), т. ч. для управления достаточно обеспечить электроэнергию или электрический управляющий сигнал.

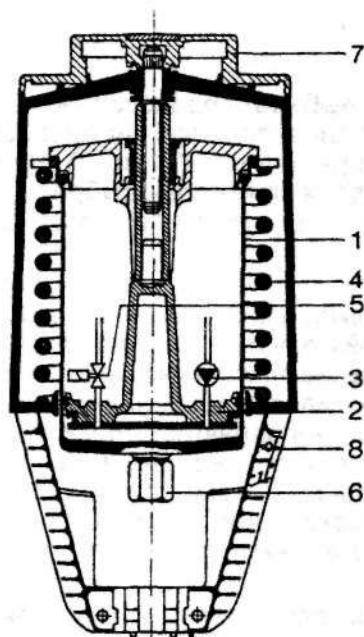


Рис. 9.10. Электрогидравлический привод SKB62 принцип компоновки

На рис. 9.10 обозначено: 1 - напорный цилиндр, 2 - поршень, 3 - вибронасос, 4 - обратная пружина, 5 - обратный клапан, 6 - механическое соединение, 7 - ручное управление, 8 - указатель положения тяги

Приводы изготавливаются с косвенной функцией (пружина закрывает) или с прямой (пружина открывает). Большим преимуществом электрогидравлических приводов является возможность их оснащения очень простой аварийной функцией, которая обеспечивает в случае прекращения подачи напряжения перестановку привода и арматуры в требуемое основное положение. Аварийная функция бывает реализована именно открытием уже упоминавшегося соленоидного вентиля и перепуском напорного масла. Если в приводе имеется один электромагнитный вентиль, то его переставляющая аварийная скорость совпадает с рабочей скоростью привода, или если имеются в приводе два вентиля с разными расходами, один рабочий, второй аварийный, то достигаемая аварийная скорость колеблется около в пределах около 6 - 12 сек.

Электрогидравлические приводы предоставляют весь комфорт, к которому мы привыкли в электрических приводах. Могут питаться от напряжения в 230 или 24 в, управление может быть двухпозиционное, трехпропорциональное или непрерывное. Управляющий сигнал или токовый 4 - 20 мА, или от напряжения 0(2) - 10в. Могут быть также оснащены сигнальными выключателями, датчиками положения и другими комплектующими.

Масляное наполнение привода требует определенных рабочих условий, где особенно важным является соблюдение наружной рабочей температуры, которая соответственно типу не должна превышать 5°C до 55°C. Иначе снижается вязкость масла и снижается эффективность насоса или проявляется неплотность соленоидного вентиля. В экстремальном случае это значит, что насос не способен обеспечить требуемое давление масла на сжатие пружин и остается постоянно на ходу до его повреждения. Более того, редкое масло имеет тенденции к неплотности вне привода.

Эта проблема решается в ventилях LDM при помощи сильфонного уплотнения в средах с более высокой температурой. Сильфон служит одновременно как охладитель, поэтому не происходит интенсивный перенос тепла. Разумеется, что в каждом случае необходимо хорошо изолировать вентиль и трубопровод. Хорошие результаты при охлаждении привода получены в результате его отклонения на 45° - 90° от вертикальной оси, значит привод помещается в горизонтальном положении. Горизонтальное положение привода ввиду его охлаждения часто применяется в регулирующих ventилях и аварийных затворах при их средненапорном паровом использовании.

Электрогидравлические приводы часто используются, благодаря своему тихому ходу и низкой повреждаемости (в приводе отсутствует коробка передач), возможности применения аварийной функции.

Недостатком является уже упомянутые ранее относительно низкие запорные усилия, но этот недостаток можно легко компенсировать при помощи разгруженных ventилей.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из сборника вытекает, что действительно серьезный подход к проектированию регулирующей арматуры не такое простое дело, как могло бы показаться с первого взгляда, т. к. здесь имеется влияние целого ряда факторов, часто противоположных, отличающихся при каждом применении.

Необходимо понять, что время, когда регулирующая арматура проектировалась согласно проходам трубопровода (пережиток со времен ручных вентилей), давно прошло. Если мы хотим, чтобы хорошо работала современная арматура для теплоснабжения, отличающаяся намного большей мощностью в связи с ее размерами, следует начать проектировать регулирующую арматуру с рассмотрением и оценкой всех факторов. Необходимо обладать знаниями, касающимися напорных и расходных отношений системы, где будет устанавливаться арматура, значит арматуру нельзя рассматривать как независимый элемент энергетического оборудования.

Если задуматься над регулирующей арматурой и ее производством, включая моторные приводы, то можно прийти к выводу, что речь идет об оборудовании, граничащем с производством точного машиностроения, отличающимся высокой долговечностью. Срок службы регулирующих вентилей и их приводов - это десятилетия или более, чем 200 000 рабочих часов, т. е. около одного миллиона ходов за срок службы.

Поэтому регулирующая арматура заслуживает не только тщательного проектирования, но и регулярного контроля, при необходимости ухода, чтобы ее полезные свойства сохранились в полной мере длительный период.

ЛИТЕРАТУРА

- Литература производителей
- Auma
Belimo
Ekorex
Honeywell
LDM
Schiebel
Siemens Building Technologies, divize Landis & Staefa
SPA Praha
ZPA Pečky
- ČSN 130010 Jmenovité pracovní tlaky a přetlaky
- ČSN 13 0015 Jmenovité světlosti
- ČSN 13 0040 Měření ztrátových a průtokových součinitelů a charakteristik
- ČSN EN 60534 - 1 Regulační ventily pro průmyslové procesy - terminologie a všeobecné požadavky
- ČSN 13 4509 č. 2 Metodika měření regulačních ventilů. Výpočtové vztahy pro průtok nestlačitelných tekutin
- ČSN 13 4509 č. 5 Metodika měření regulačních ventilů. Průtočné charakteristiky
- ČSN EN 60 534-2-2 Regulační armatury pro průmyslové procesy - Průtok - Výpočtové vztahy pro průtok stlačitelných tekutin v provozních podmínkách
- Doubrava, J. Vyvažování potrubních sítí (2. vydání)
TA Hydronics, Praha 1997
- Doubrava, J. Regulace vytápěcích zařízení, 1.- 6. část
časopisy Topenářství 1 - 6/95, Praha 1995
- Doubrava, J. a kol. Regulace ve vytápění
Sešit projektanta č. 6, STP, Praha 2000
- Kolektiv Regulační armatury 1. a 2. vydání
Sborník přednášek, LDM, Česká Třebová, 1998 a 2001
- Suchánek, T. Vliv diferenčního tlaku na třičestný ventil
časopis Topenářství instalace 6/00, Praha 2000
- Vinopal, St. Regulační armatury. Odvození základních výpočetních vztahů.
Komentář k ČSN 13 4509
- Vinopal, St. Hydraulika průmyslových armatur

Název publikace	РЕГУЛИРУЮЩАЯ АРМАТУРА - Третье издание, дополненное и переработанное
Autor	kolektiv
Vydal	LDM, spol. s r.o. Litomyšlská 1378, 560 03 Česká Třebová
Tisk	Invence - Vladimír Peleška, Janov u Litomyšle
Náklad	1500 výtisků
Rok vydání	2006
