

Технический комитет по стандартизации
«Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

Акционерное общество «Научно-производственная фирма
«Центральное конструкторское бюро арматуростроения»



СТАНДАРТ ЦКБА

СТ ЦКБА 117-2017

Арматура трубопроводная
МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ И ЗАТВОРОВ

НПФ «ЦКБА»

2017

Предисловие

1 РАЗРАБОТАН Акционерным обществом «Научно-производственная фирма «Центральное конструкторское бюро арматуростроения» (АО «НПФ «ЦКБА»)

2 УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Приказом от **28.09.2017 г. № 64**

3 СОГЛАСОВАН Техническим комитетом по стандартизации «Трубопроводная арматура и сильфоны» (ТК 259)

4 ВЗАМЕН РТМ 26–07–140–72 «Методика гидравлического расчета обратных клапанов»

**По вопросам заказа стандартов ЦКБА
обращаться в АО «НПФ «ЦКБА»
по телефонам: (812) 611-10-00, факс (812) 458-72-22
195027, Россия, С-Петербург, пр. Шаумяна, 4, корп.1,
лит. А, а/я 33
E-mail: standard@ckba.ru**

© АО «НПФ «ЦКБА» 2017 г.

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения АО «НПФ «ЦКБА»

Содержание

1 Область применения	4
2 Термины и обозначения	4
3 Общие положения	5
4 Задачи расчета	8
5 Исходные данные	8
5.1 Исходные данные для расчета	8
5.2 Общие положения	9
5.3 Определение режима течения рабочей среды	12
6 Гидравлический расчет обратных клапанов	20
6.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на клапане ΔP	20
6.2 Определение хода (величины подъема) ЗЭл h и потерь давления на клапане ΔP	20
6.3 Определение гидродинамического усилия, возникающего на ЗЭл от воздействия рабочей среды, и хода (высоты подъема) для ЗЭл с направлением в крышке	21
6.4 Расчет плотности материала ЗЭл с целью выбора марки материала ЗЭл	22
7 Гидравлический расчет обратных затворов	22
7.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на затворе ΔP	22
7.2 Определение угла поворота диска α и потерь давления на клапане ΔP	22
7.3 Определение гидродинамического момента, возникающего на диске от воздействия рабочей среды, и угла поворота диска	23
7.4 Расчет плотности материала диска с целью выбора марки материала диска	24
8 Рекомендации по выбору проточной части обратной арматуры	24
8.1 Обратные клапаны	24
8.2 Обратные затворы	24
8.3 Преимущества обратных затворов по сравнению с обратными клапанами	25

СТАНДАРТ ЦКБА

Арматура трубопроводная
МЕТОДИКА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО РАСЧЕТА
ОБРАТНЫХ КЛАПАНОВ И ЗАТВОРОВ

Дата введения – 01.11.2017

1 Область применения

Настоящий стандарт распространяется на обратные подъемные угловые клапаны номинальных диаметров от $DN\ 15$ до $DN\ 150$ (далее – клапаны) и обратные затворы со смещенной осью вращения от $DN\ 50$ до $DN\ 500$ (далее – затворы) на номинальное давление не более $PN\ 63$.

Стандарт устанавливает методику гидравлического расчета обратной арматуры на стадии проектирования с целью оптимального выбора ее проточной части.

2 Термины и обозначения

2.1 В настоящем стандарте применены термины по ГОСТ 24856.

2.2 В настоящем стандарте применены следующие обозначения:

DN – номинальный диаметр арматуры;

D_c – диаметр седла клапана (затвора), мм;

D_d – диаметр диска затвора, мм;

D_z – диаметр запирающего элемента (далее – ЗЭл) клапана, мм;

D_k – диаметр камеры клапана (затвора), мм;

D_n – диаметр наружный направляющей ЗЭл в крышке клапана, мм;

H_z – высота ЗЭл клапана, мм;

G – вес подвижных частей ЗЭл (диска) клапана (затвора), Н;

L – расстояние от оси вращения затвора до геометрического центра диска (до центра седла), мм;

M – гидродинамический момент, возникающий от воздействия потока рабочей среды, Н·м;

P – гидродинамическое усилие (подъемная сила), действующее на ЗЭл клапана, Н;

ΔP – потери давления на клапане (затворе), Па;

Q – расход рабочей среды, м³/с;

Re – число Рейнольдса;

V – скорость рабочей среды в трубопроводе, м/с;

h – подъем (ход) ЗЭл клапана, мм;

$l_{цт}$ – расстояние от оси вращения затвора до центра тяжести системы подвижных частей,

вес которых равен G , мм;

m – коэффициент момента;

q – вес подвижных частей клапана, приходящийся на единицу площади седла, Н/м²;

$q_{прив}$ – приведенный вес подвижных частей затвора, приходящийся на единицу площади седла, Н/м²;

s – ширина направляющих перьев, мм;

α – угол поворота диска затвора;

α_o – угол между плоскостью, проходящей через ось поворота и центр тяжести подвижных частей затвора, и плоскостью уплотнительной поверхности диска;

α_c – угол наклона плоскости уплотнительной поверхности седла относительно оси потока;

ρ – плотность рабочей среды, кг/м³;

- ρ_3 – плотность материала ЗЭл, кг/м³;
 ν – кинематическая вязкость рабочей среды, м²/с;
 ζ – коэффициент сопротивления;
 χ – коэффициент подъемной силы.

3 Общие положения

3.1 Конструктивные исполнения арматуры:

- клапаны:

- а) ЗЭл с направлением в седле (с направляющими перьями) – рисунок 1;
 б) ЗЭл с направлением в крышке – рисунок 2;

- затворы – рисунок 3, формы дисков – рисунок 4:

- а) диски вогнутые – типы А и Б;
 б) диски плоские – типы В и Г.

3.2 Методику следует применять для расчета клапанов и затворов, геометрические размеры проточной части которых приведены в таблице 1.

Т а б л и ца 1 – Геометрические размеры проточной части клапанов и затворов

Геометрический размер		Обозначение	Клапан	Затвор
Диаметр седла	относи- тельный*	$\frac{D_c}{DN}$	1,00	0,97
Диаметр камеры		$\frac{D_k}{DN}$	1,50 1,75	1,00
Диаметр ЗЭл		$\frac{D_3}{DN}$	1,20	–
Высота ЗЭл		$\frac{H_3}{DN}$	0,50	–
Ширина направляющих перьев		$\frac{s}{DN}$	0,15	–
Диаметр направляющей, расположенной в крышке		$\frac{D_H}{DN}$	0,75	–
Расстояние от оси вращения диска до оси геометрического центра диска		$\frac{L}{DN}$	–	0,15
Угол наклона плоскости уплотнительной поверхности седла относительно оси потока	абсолют- ный	α_c	–	90°
* Геометрические размеры отнесены к номинальному диаметру DN .				

Относительные геометрические размеры дисков затворов приведены в таблице 2.

Т а б л и ца 2 – Относительные геометрические размеры дисков затворов

Тип формы диска	Относительный геометрический размер*								
	$\frac{R}{DN}$	$\frac{R_1}{DN}$	$\frac{a}{DN}$	$\frac{a_1}{DN}$	$\frac{b}{DN}$	$\frac{c}{DN}$	$\frac{l}{DN}$	$\frac{r}{DN}$	$\frac{t}{DN}$
А	1,310	–	0,005	0,030	0,125	–	–	–	0,020
Б	1,025	1,780			0,150	–	0,150	0,075	–
В	–	–			0,120	0,260	–	–	–
Г	1,300	–			0,110	–	–	–	–
* Геометрические размеры дисков отнесены к номинальному диаметру DN .									
П р и м е ч а н и е – Условное обозначение геометрических размеров в соответствии с рисунком 4.									

3.3 Рабочие среды и их характеристики:

- рабочая среда – однофазная жидкость;
- температура – любая;
- кинематическая вязкость – близкая к вязкости воды;
- режим течения среды – область квадратичного сопротивления ($Re \geq 2 \cdot 10^4$).

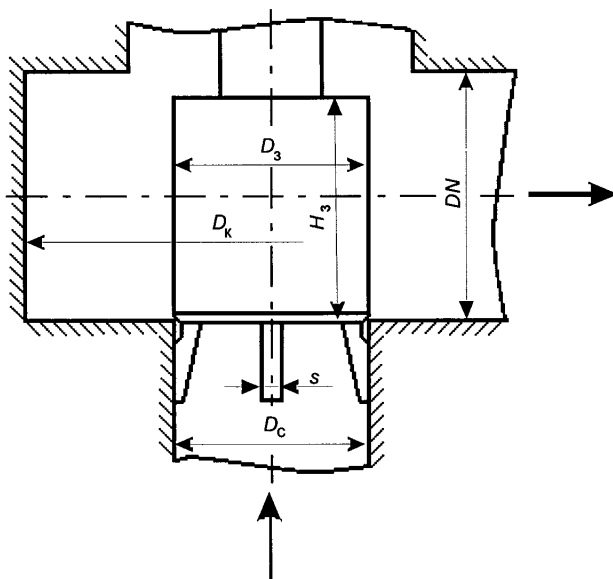


Рисунок 1 – Обратный подъемный угловой клапан, ЗЭл с направлением в седле

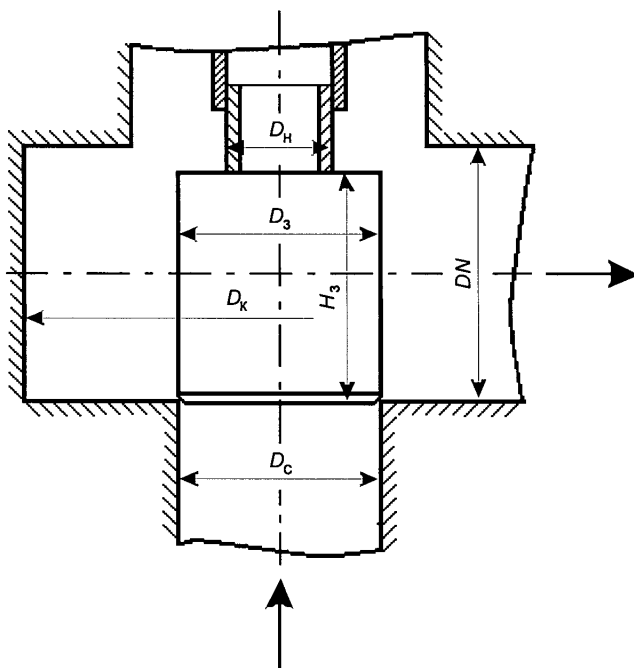


Рисунок 2 – Обратный подъемный угловой клапан, ЗЭл с направлением в крышке

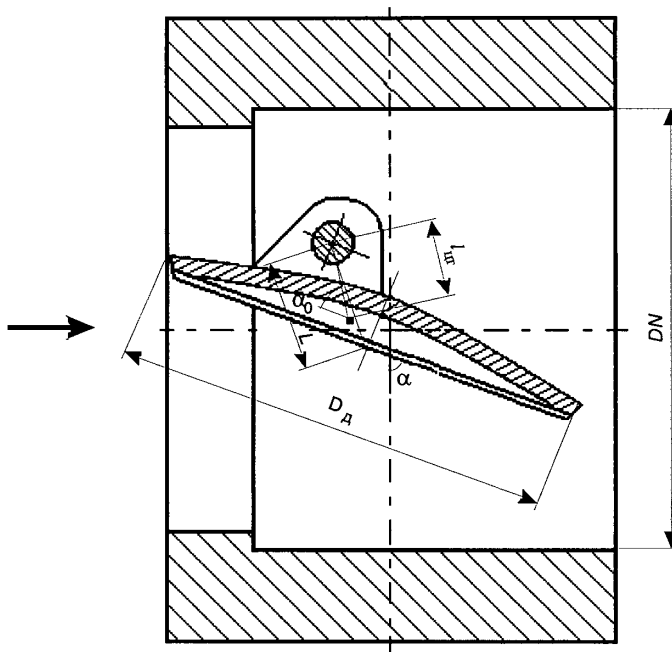


Рисунок 3 – Обратный затвор со смещенной осью вращения

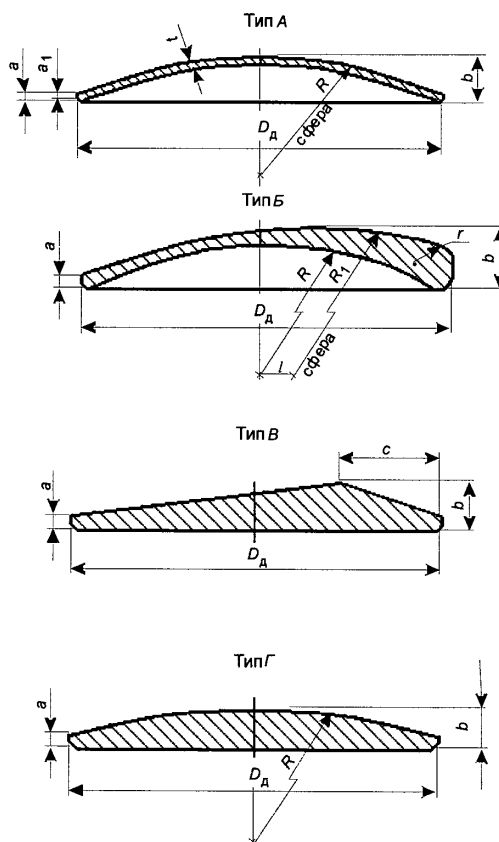


Рисунок 4 – Формы дисков обратных затворов

4 Задачи расчета

4.1 Задачами расчета являются определение:

- коэффициента сопротивления ζ клапана (затвора);
- потерь давления ΔP на клапане (затворе);
- хода h ЗЭл клапана;
- угла поворота диска α затвора;
- гидродинамического усилия, возникающего на ЗЭл клапана от воздействия среды;
- хода h ЗЭл клапана в зависимости от гидродинамического усилия среды;
- гидродинамического момента, возникающего на диске затвора от воздействия среды;
- угла поворота α диска затвора в зависимости от гидродинамического момента среды;
- плотности материала для выбора марки материала ЗЭл (диска).

4.2 В таблице 3 перечислены параметры, определяемые в результате расчета, в зависимости от типа арматуры и объема исходных данных, а также указаны номера пунктов стандарта, по которому следует выполнять расчет.

Т а б л и ц а 3 – Определяемые параметры

Арматура		Исходные данные*	Задача расчета (определяемый параметр)	Номер пункта стандарта
тип	исполнение			
Клапан	Все	Расход Q (скорость V) рабочей среды	Коэффициент сопротивления ζ	6.1.1
Затвор				7.1.1
Клапан				6.1.2
Затвор		Угол поворота диска α	7.1.2	
Клапан		Коэффициент сопротивления ζ	Потери давления ΔP	6.2.1
Затвор				7.1.2
Клапан				6.1.1
Затвор				7.1.1
Клапан		Ход (величина подъема) ЗЭл h (относительный ход ЗЭл $\frac{h}{DN}$)	6.1.2	
Затвор				7.1.2
Клапан	Угол поворота диска α	Ход (величина подъема) ЗЭл h (относительный ход ЗЭл $\frac{h}{DN}$)	6.2.1	
Затвор			7.2.1	
Клапан	С направлением ЗЭл в крышке	Параметры эксплуатации (параметры рабочей среды)	Гидродинамическое усилие, возникающее на ЗЭл от воздействия среды	6.3
Затвор				
Затвор	Параметры эксплуатации (параметры рабочей среды) и геометрические размеры проточной части	Гидродинамический момент, возникающий на диске от воздействия среды	7.3	
Клапан				Расход Q (скорость V) рабочей среды
Затвор	Плотность материала	ЗЭл	6.4	
				диск

* Исходные данные – в соответствии с 5.1.

5 Исходные данные

5.1 Исходные данные для расчета

5.1.1 Для решения поставленных задач исходные данные следует разбить на две категории: общие, которые не зависят от поставленной задачи, и дополнительные, зависящие от поставленной задачи.

5.1.1.1 К общим исходным данным относятся:

- номинальный диаметр DN клапана (затвора);
- наименование рабочей среды;

- давление рабочей среды P ;
 - температура рабочей среды t ;
 - физические свойства рабочей среды при параметрах эксплуатации (давлении P и температуре t):

а) плотность ρ ;

б) кинематическая вязкость (далее – вязкость) ν .

5.1.1.2 К дополнительным исходным данным относятся:

- расход Q рабочей среды;
 - скорость V рабочей среды в трубопроводе;
 - коэффициент сопротивления клапана (затвора) ζ ;
 - ход (величина подъема) ЗЭЛ h ;
 - относительный ход ЗЭЛ $\frac{h}{DN}$;

- угол поворота диска α ;
 - геометрические размеры проточной части клапана (затвора);
 - плотность материала ρ_3 ЗЭЛ (диска).

5.2 Общие положения

5.2.1 В основу расчета положены экспериментальные зависимости коэффициента сопротивления ζ и относительного хода (относительного подъема) ЗЭЛ $\frac{h}{DN}$ от безразмерного критерия, являющегося удельным динамическим напором:

- для клапанов – $\frac{\rho \cdot V^2}{q}$;

- для затворов – $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}$.

5.2.2 Вес подвижных частей клапана, приходящийся на единицу площади седла, q , Н/м², рассчитывают по формуле

$$q = \frac{G}{\frac{\pi}{4} \cdot D_c^2} \quad (1)$$

Приведенный вес подвижных частей затвора, приходящийся на единицу площади седла, $q_{\text{прив}}$, Н/м², рассчитывают по формуле

$$q_{\text{прив}} = \frac{G}{\frac{\pi}{4} \cdot D_c^2} \cdot \frac{l_{\text{гр}}}{L} \cdot \sin(\alpha_0 + \alpha) \quad (2)$$

5.2.3 На рисунках 5 и 6 для клапанов приведены зависимости коэффициента сопротивления ζ и относительного хода (относительной величины подъема) ЗЭЛ $\frac{h}{DN}$ от удельного дина-

мического напора $\frac{\rho \cdot V^2}{q}$, соответственно $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ и $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$:

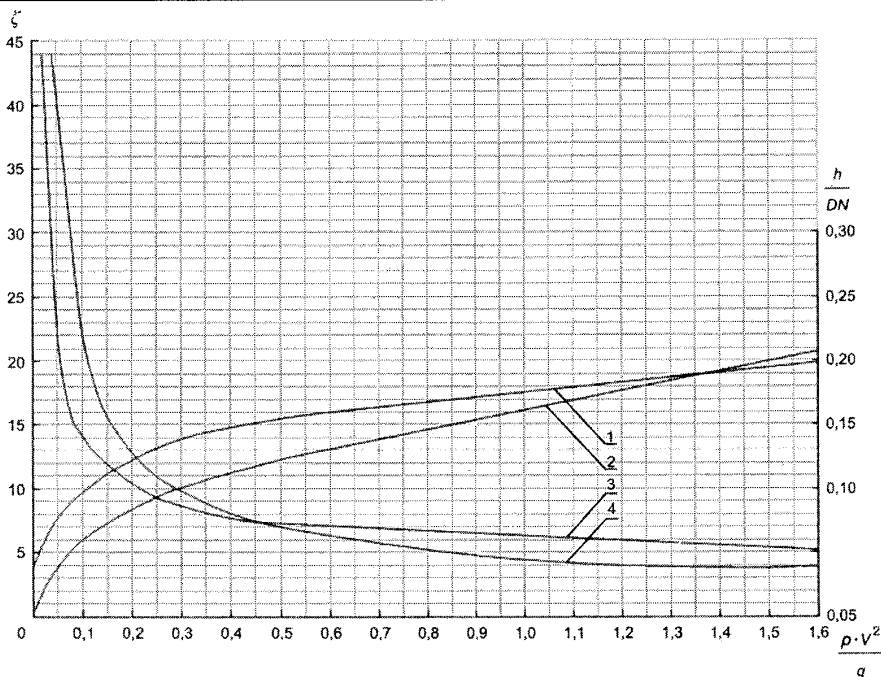
- рисунок 5 – ЗЭЛ с направлением в седле;

- рисунок 6 – ЗЭЛ с направлением в крышке.

5.2.4 На рисунках 7 и 8 для затворов приведены зависимости коэффициента сопротивления ζ и угла поворота диска α от приведенного удельного динамического напора $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}$, соот-

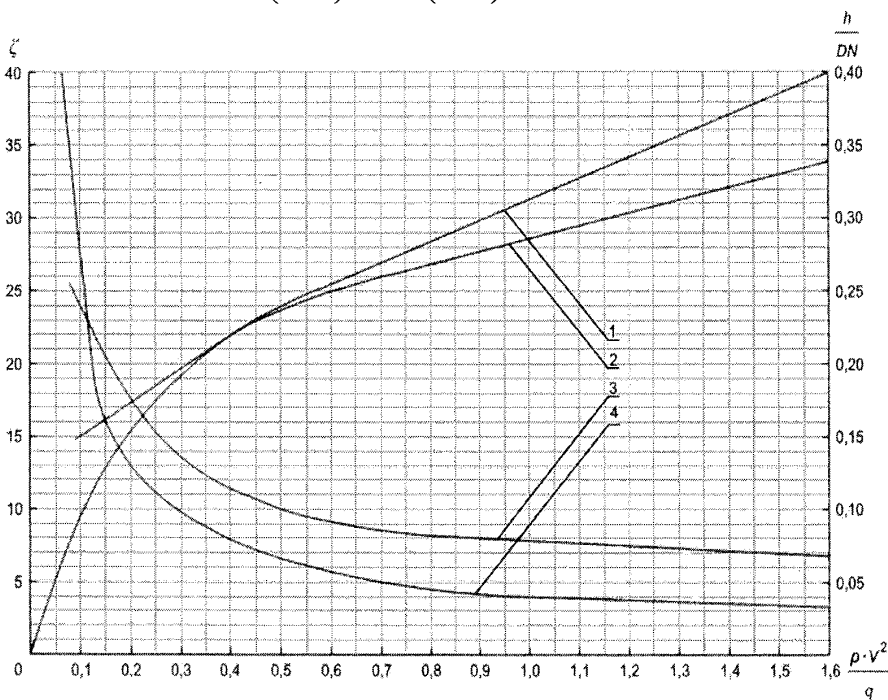
ветственно $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)$ и $\alpha = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)$.

5.2.5 Так как представленные экспериментальные зависимости действительны только для режимов квадратичного сопротивления (при числах Рейнольдса $Re \geq 2 \cdot 10^4$), то для вновь проектируемых клапанов (затворов) до начала выполнения гидравлического расчета следует определить режим течения рабочей среды в соответствии с 5.3.



- 1 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,50$; 3 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,50$;
 2 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,75$; 4 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,75$

Рисунок 5 – Зависимости $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ и $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ для клапанов с направлением ЗЭл в седле



- 1 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,50$; 3 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,50$;
 2 – $h/DN = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,75$; 4 – $\zeta = f(\rho \cdot V^2/q)$ для $D_k/DN = 1,75$

Рисунок 6 – Зависимости $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ и $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$ для клапанов с направлением ЗЭл в крышке

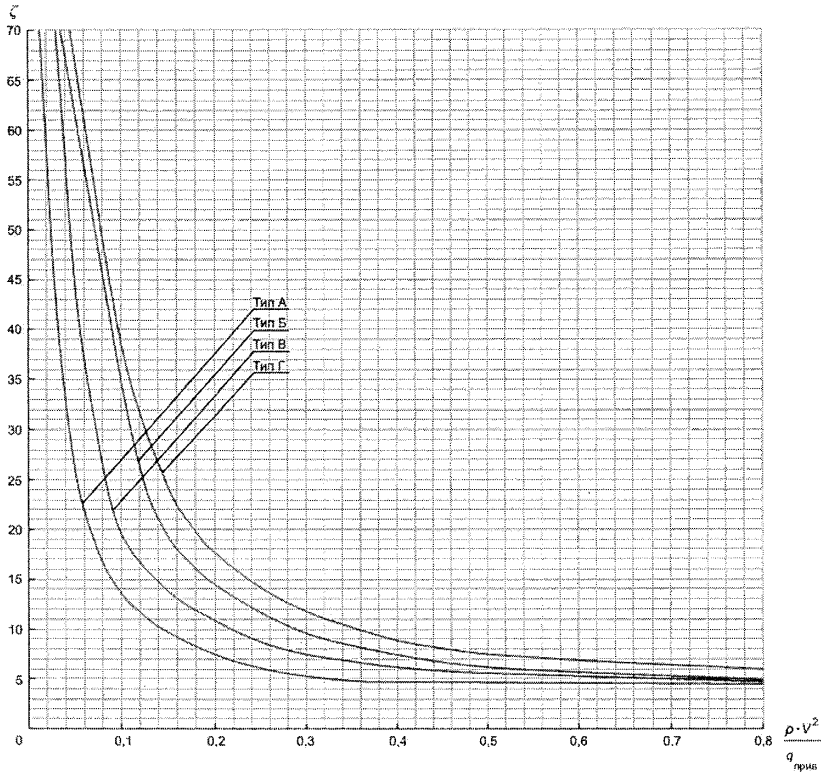


Рисунок 7 – Зависимость $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)$ для затворов

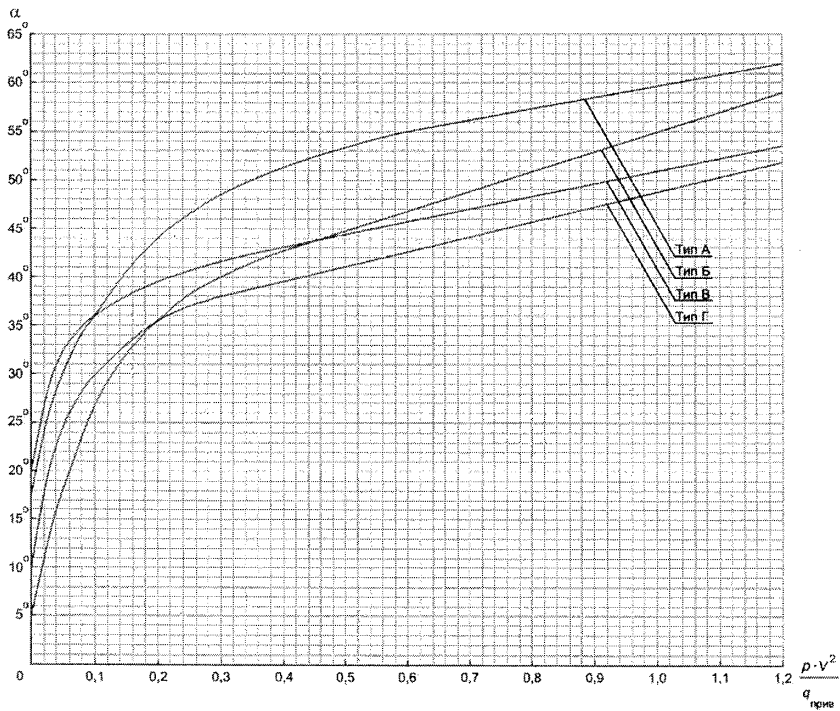


Рисунок 8 – Зависимость $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)$ для затворов

5.3 Определение режима течения рабочей среды

5.3.1 Для определения режима течения среды применяют следующие расчетные зависимости:

- зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ при постоянной скорости среды $V = const$;

- зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ при постоянной вязкости среды $\nu = const$ (при $Re \geq 2 \cdot 10^4$);

- зависимость относительного отношения плотностей среды и материала ЗЭл от относительного удельного динамического напора

$$\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1} = f\left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right],$$

где $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)$ – отношение плотности рабочей среды к плотности материала ЗЭл;

$\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ – значение удельного динамического напора при отношении плотностей $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1}$.

Зависимости $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$, приведенные на графиках рисунков 9 – 13, рассчитаны для следующих параметров:

а) отношение плотности рабочей среды к плотности материала ЗЭл – $\frac{\rho}{\rho_3} = 0,1$, далее по

тексту обозначаемое – $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1}$;

б) скорость среды – $V = const$ в диапазоне от 0,5 до 3 м/с;

в) вязкость среды – $\nu = const$ в диапазоне от $0,2 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с.

График зависимости $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1} = f\left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right]$ приведен на рисунке 14.

5.3.2 В зависимости от задачи гидравлического расчета режим течения определяют в соответствии с одним из алгоритмов, приведенных в 5.3.3.

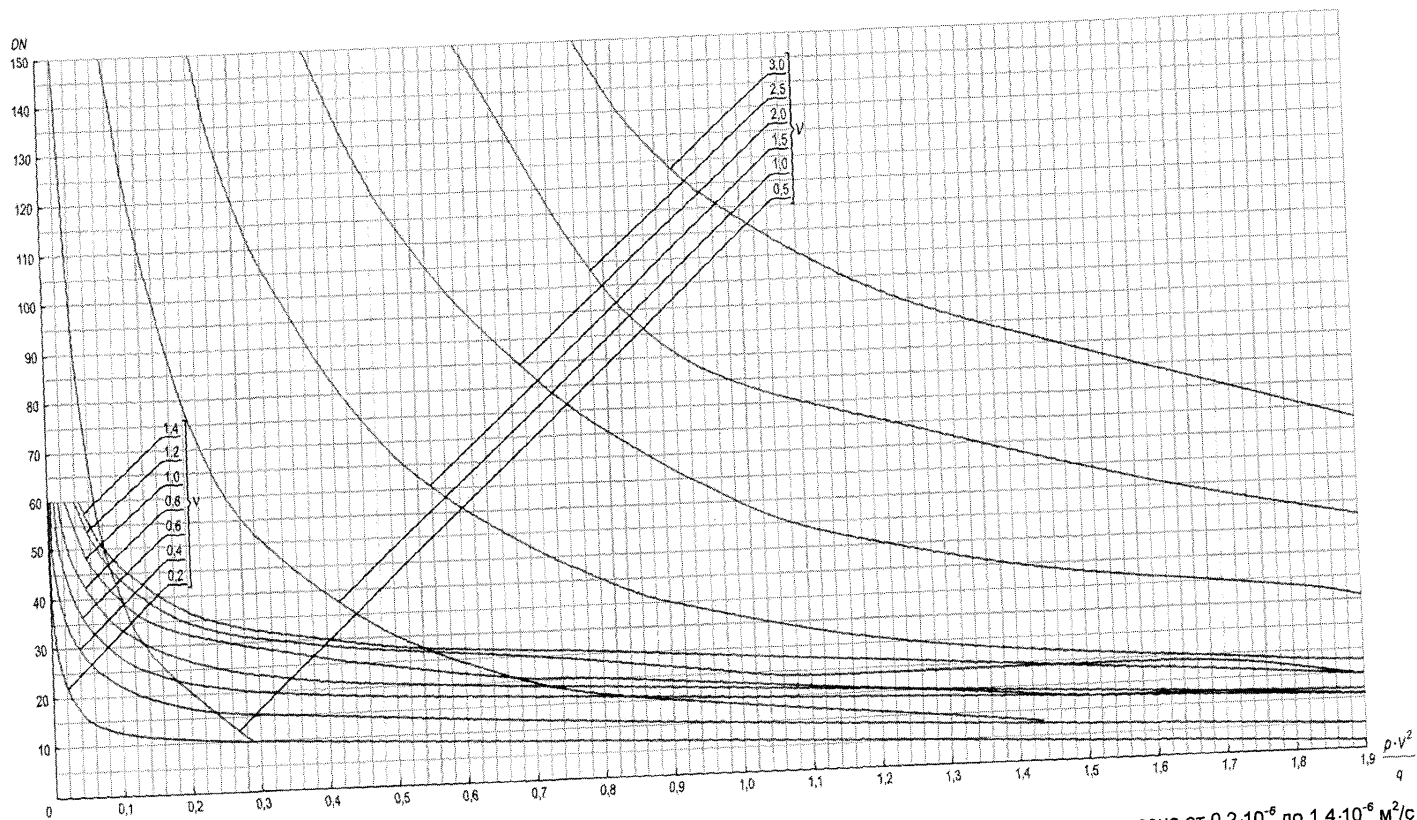


Рисунок 9 – Зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ для клапанов при $\rho/\rho_s = 0,1$, V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $0,2 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с

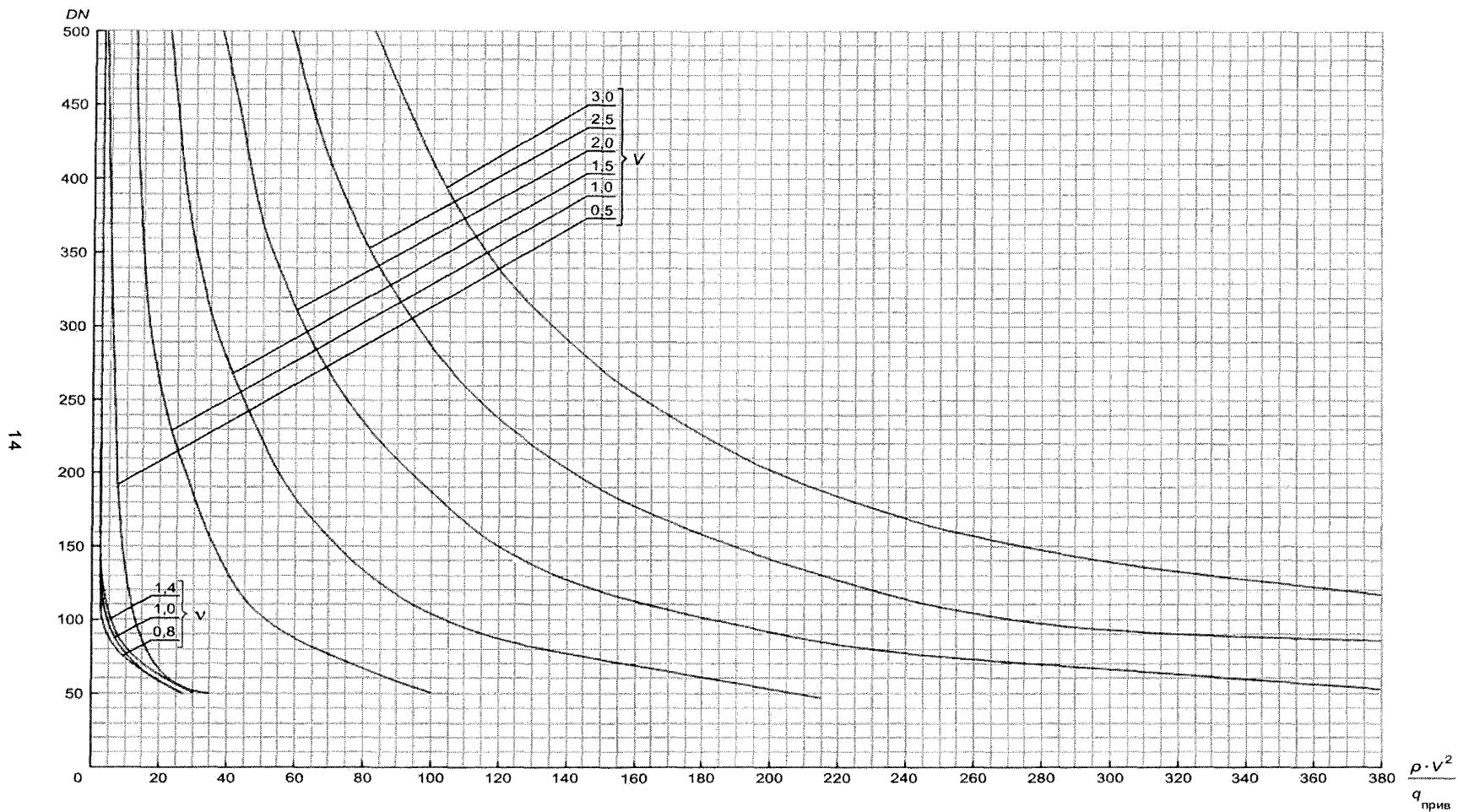


Рисунок 10 – Зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы А при $\rho/\rho_s = 0,1$,

V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $0,8 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с

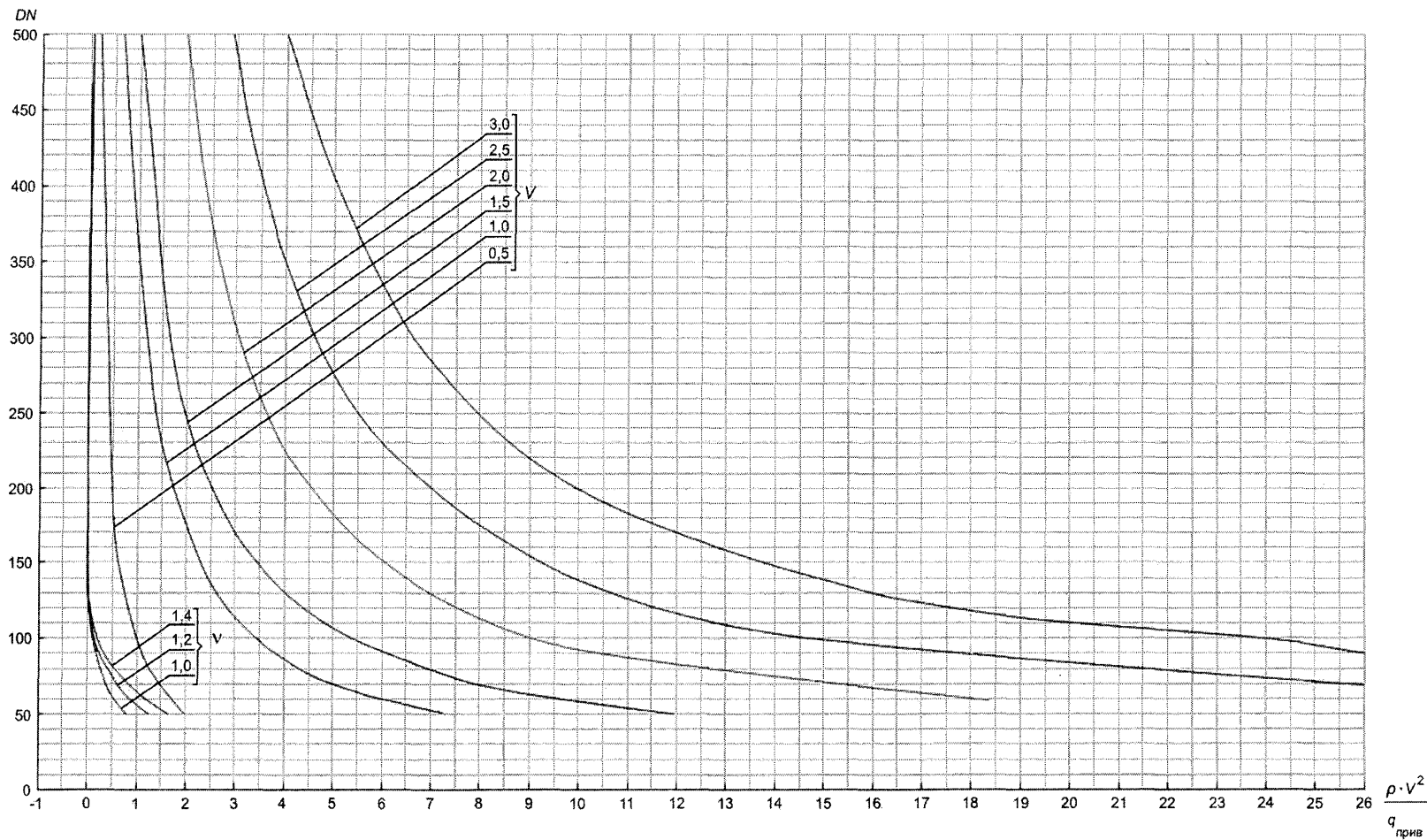


Рисунок 11 – Зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы Б при $\rho/\rho_3 = 0,1$,
 V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; ν – в диапазоне от $1,0 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с

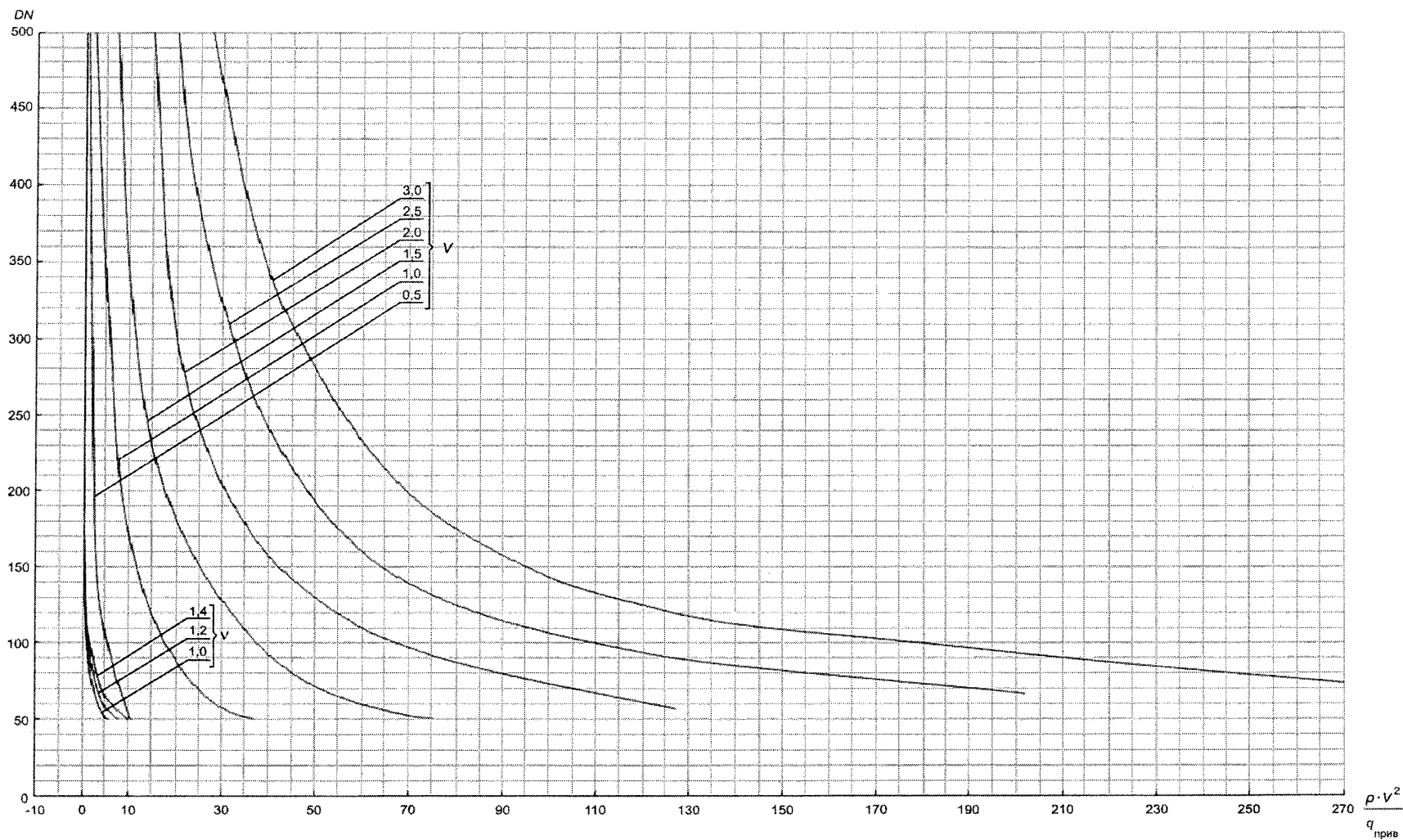


Рисунок 12 – Зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot v^2}{q_{\text{прив}}}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы В при $\rho/\rho_s = 0,1$,
 V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; v – в диапазоне от $1,0 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м²/с

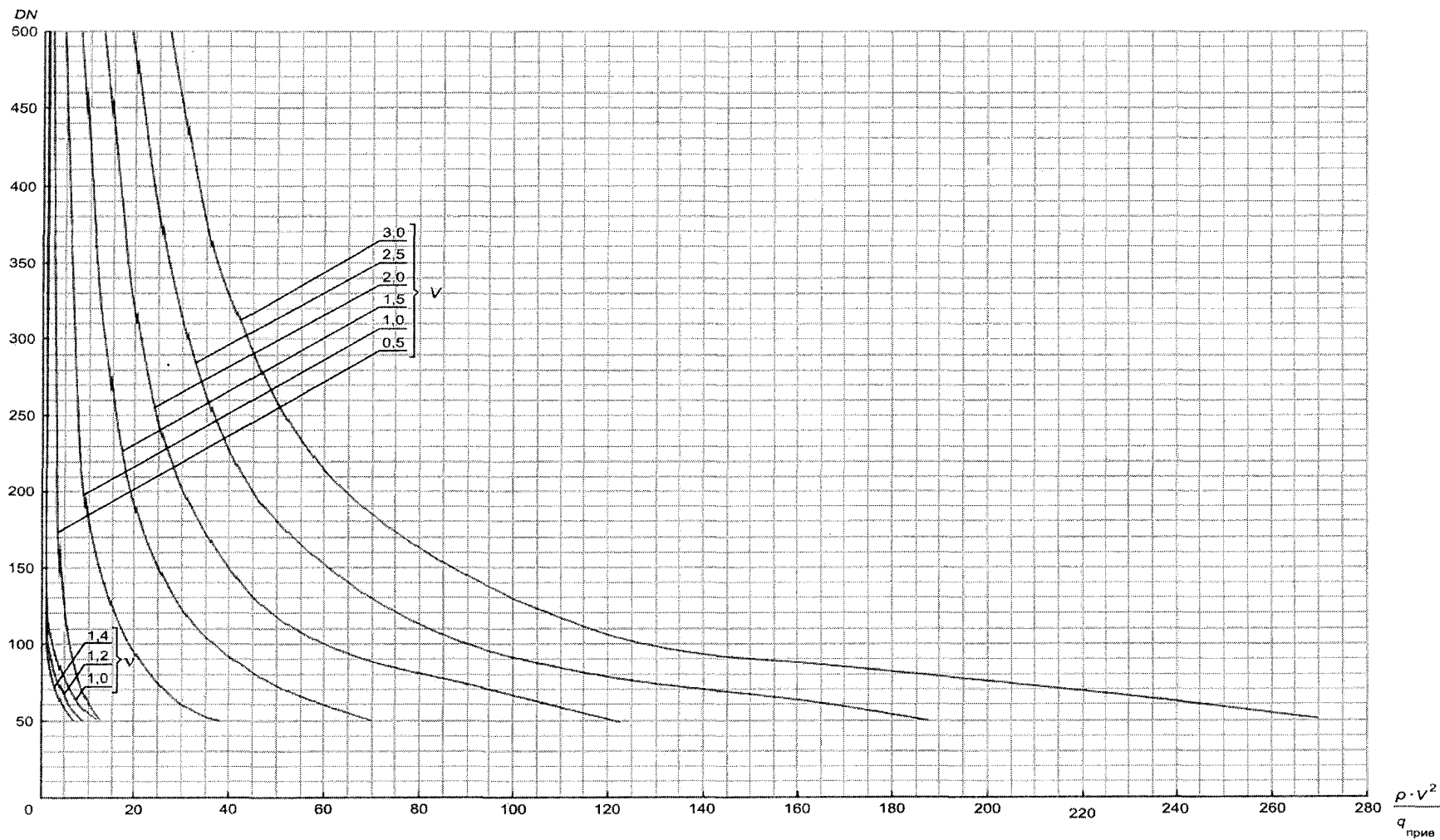


Рисунок 13 – Зависимость $DN = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_{0,1}$ для затворов с диском формы Г при $\rho/\rho_3 = 0,1$,

V – в диапазоне от 0,5 до 3,0 м/с; $q_{\text{прив}}$ – в диапазоне от $1,0 \cdot 10^{-6}$ до $1,4 \cdot 10^{-6}$ м³/с

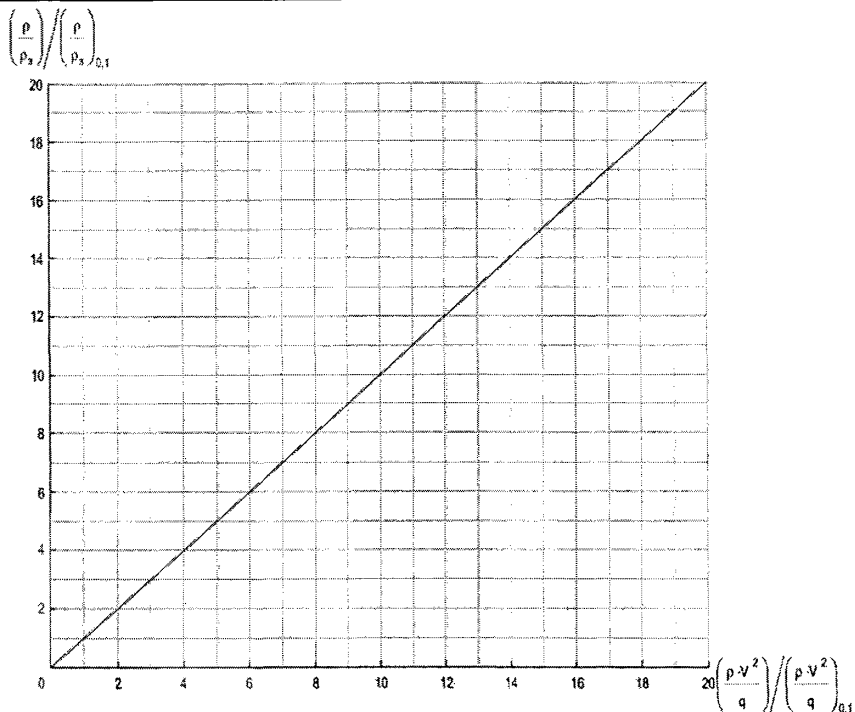


Рисунок 14 – Зависимость $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1} = f\left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}\right]$

5.3.3 Определение режима течения

5.3.3.1 Алгоритм 1

1) Исходные данные:

- номинальный диаметр DN клапана (затвора);
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν);
- расход рабочей среды Q или скорость V ;
- плотность материала ЗЭл ρ_3 .

2) Рассчитать скорость среды в трубопроводе V по формуле

$$V = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot DN^2}{4}} \quad (3)$$

3) Найти точку пересечения кривой $V=const$, соответствующей значению V , рассчитанному по формуле (3), и горизонтальной линии, соответствующей заданному значению DN , по графику рисунка 9 (для клапанов) либо по одному из графиков рисунков 10, 11, 12 и 13 (для затворов в зависимости от типа диска). Абсцисса точки пересечения является удельным динамическим напором $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$.

Примечание – Для значений $V = const$, не указанных на рисунках, следует применять метод интерполяции.

4) Если найденная точка лежит выше кривой, соответствующей заданной вязкости ν , то режим течения при числе Рейнольдса $Re \geq 2 \cdot 10^4$ и зависимости $\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$, $\frac{h}{DN} = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)$,

$\zeta = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)$, $\alpha = f\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)$, приведенные на рисунках 5, 6, 7 и 8, можно применять для расчета.

Примечание – Для значений $\nu = const$, не указанных на рисунках, следует применять метод интерполяции.

5) Определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ при $\frac{\rho}{\rho_3} \neq 0,1$ в следующей последовательности:

- рассчитать отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\frac{\rho}{\rho_3}$;

- отношение плотностей $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1} = 0,1$;

- рассчитать относительное отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1}$;

- определить относительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ по значению $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1}$ по графику рисунка 14;

- рассчитать действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по формуле

$$\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d = \left[\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1} \right] \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}, \quad (4)$$

где $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ – удельный динамический напор, определенный в соответствии с перечислением 3.

5.3.3.2 Алгоритм 2

1) Исходные данные:

- номинальный диаметр DN клапана (затвора);
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν);
- коэффициент сопротивления ζ .

2) Определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по значению ко-

эффициента сопротивления ζ по одному из графиков, представленных на рисунках 5, 6 и 7.

3) Рассчитать относительное отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1}$ и определить относительный удельный динамический напор

$\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ по графику рисунка 14.

4) Найти точку пересечения определенного относительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ и горизонтальной линии, соответствующей заданному значению DN , по одному из графиков, представленных на рисунках 9, 10, 11, 12 и 13.

5) Если найденная точка лежит выше кривой $\nu = const$, соответствующей заданной вязкости, то режим течения при $Re \geq 2 \cdot 10^4$.

5.3.3.3 Алгоритм 3

1) Исходные данные:

- номинальный диаметр DN клапана (затвора);
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν);
- ход (относительный подъем) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ или угол поворота диска α .

2) Определить удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по значению заданного хода (отно-

сительного подъема) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ (углу поворота диска α) по одному из графиков, представленных на рисунках 5, 6 и 8.

3) Рассчитать относительное отношение плотности среды к плотности материала ЗЭл $\left(\frac{\rho}{\rho_s}\right) / \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right)_{0,1}$ и определить относительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right) / \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ по графику рисунка 14.

4) Найти точку пересечения определенного относительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1}$ и горизонтальной линии, соответствующей заданному значению DN , по одному из графиков, представленных на рисунках 9, 10, 11, 12 и 13.

6) Если найденная точка лежит выше кривой $\nu = const$, соответствующей заданной вязкости, то режим течения при $Re \geq 2 \cdot 10^4$.

6 Гидравлический расчет обратных клапанов

6.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на клапане ΔP

6.1.1 Задача 1

6.1.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

6.1.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ в соответствии с

5.3.3.1 (перечисление 5);

- определить коэффициент сопротивления ζ в зависимости от конструктивного исполнения ЗЭл по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- рассчитать потери давления на клапане по формуле

$$\Delta P = \zeta \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \quad (5)$$

6.1.2 Задача 2

6.1.2.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.3.

6.1.2.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по заданному значению

$\frac{h}{DN}$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.3;

- определить коэффициент сопротивления ζ по найденному значению удельного дина-

мического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- рассчитать потери давления на клапане ΔP по формуле (5).

6.2 Определение хода (величины подъема) ЗЭл h и потерь давления на клапане ΔP

6.2.1 Задача 3

6.2.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.2.

6.2.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по заданному значению

ζ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.2;

- определить относительный ход (относительный подъем) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ по значению действительного удельного динамического напора

$\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_d$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6;

- рассчитать потери давления на клапане ΔP по формуле (5).

6.3 Определение гидродинамического усилия, возникающего на ЗЭл от воздействия рабочей среды, и хода (высоты подъема) для ЗЭл с направлением в крышке

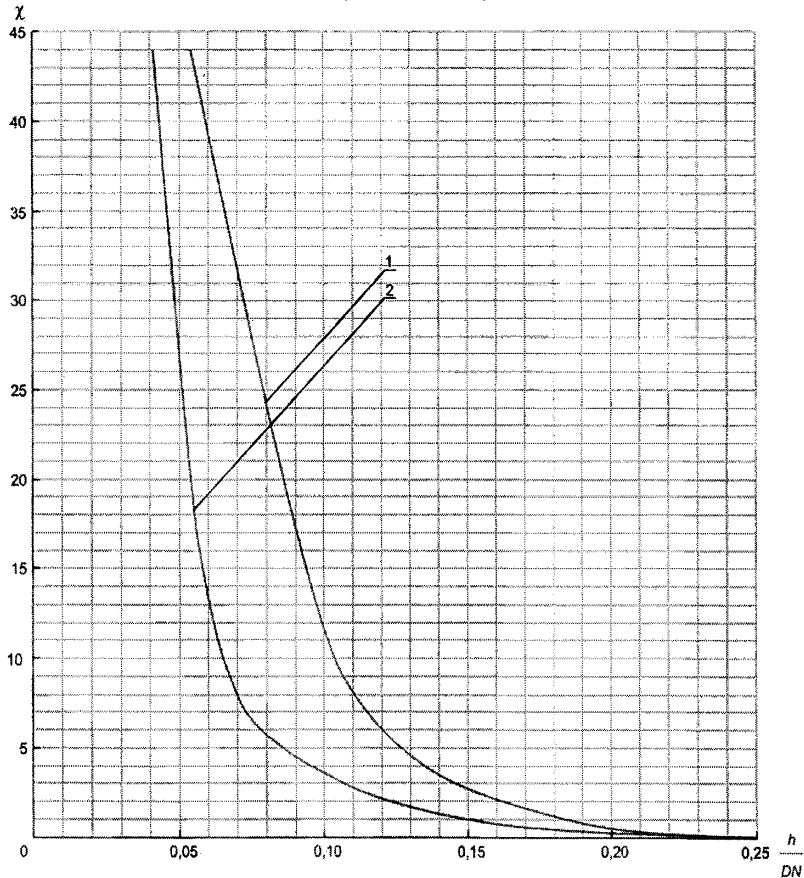
6.3.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

6.3.2 Алгоритм расчета гидродинамического усилия:

- рассчитать удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{\text{расч}}$;

- определить относительный ход $\frac{h}{DN}$ по значению рассчитанного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{\text{расч}}$ по графику рисунка 6;

- определить коэффициент подъемной силы $\chi = \overline{P}_{\text{экв 1}} - \overline{P}_{\text{экв 2}}$ для значения $\frac{h}{DN}$ по графику, представленному на рисунке 15, ($\overline{P}_{\text{экв 1}}$ и $\overline{P}_{\text{экв 2}}$ – безразмерные эквивалентные коэффициенты давления, определяемые экспериментально);



1 – $D_k/DN = 1,50$;

2 – $D_k/DN = 1,75$

Рисунок 15 – Зависимость коэффициента подъемной силы от относительного хода $\chi = f(h/DN)$ обратных клапанов

- рассчитать гидродинамическое усилие (подъемную силу) P , Н, действующее на ЗЭл, по формуле

$$P = \frac{\pi}{4} \cdot D_3 \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \chi = \frac{\pi}{4} \cdot D_3 \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} \cdot \left(\overline{P}_{\text{экв 1}} - \overline{P}_{\text{экв 2}} \right). \quad (6)$$

6.4 Расчет плотности материала ЗЭл с целью выбора марки материала ЗЭл**6.4.1 Исходные данные:**

- номинальный диаметр DN клапана.
- рабочая среда;
- физические свойства рабочей среды (плотность ρ и вязкость ν).

6.4.2 Алгоритм расчета:

- найти точку пересечения кривой, соответствующей вязкости $\nu = const$ и горизонтальной линии, соответствующей значению DN , по графику, представленному на рисунке 9. Абсцисса данной точки определяет минимальный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1 \min}$, а кривая скорости, соответствующая графику $V=const$ и проходящая через данную точку, определяет минимальную скорость V_{\min} для режима $Re \geq 2 \cdot 10^4$ для отношения $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1} = 0,1$;

- определить $\frac{\rho \cdot V^2}{q}$ по одному из графиков, представленных на рисунках 5 и 6, в зависимости от одной из заданных величин:

а) коэффициенту сопротивления ζ ;

б) относительному ходу $\frac{h}{DN}$;

в) скорости среды V ;

- рассчитать плотность материала ЗЭл ρ_3 , кг/м^3 , по формуле

$$\rho_3 = \frac{10 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q}\right)_{0,1 \min}}{\frac{\rho \cdot V^2}{q}} \quad (7)$$

7 Гидравлический расчет обратных затворов**7.1 Определение коэффициента сопротивления ζ и потерь давления на затворе ΔP** **7.1.1 Задача 1**

7.1.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

7.1.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_d$ в соответствии с

5.3.3.1 (перечисление 5);

- определить угол поворота диска α и значение коэффициента сопротивления ζ по значению $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_d$ в зависимости от формы диска по одному из графиков, представленных на рисунках 7 и 8;

- рассчитать потери давления ΔP на затворе по формуле (5).

7.1.2 Задача 2

7.1.2.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.3.

7.1.2.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_d$ для значения угла

поворота α по графику, представленному на рисунке 8;

- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.3;

- определить коэффициент сопротивления ζ для значения удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_d$ по графику, представленному на рисунке 7;

- рассчитать потери давления на затворе ΔP по формуле (5).

7.2 Определение угла поворота диска α и потерь давления на клапане ΔP **7.2.1 Задача 3**

7.2.1.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.2.

7.2.1.2 Алгоритм расчета:

- определить действительный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_д$ для заданного значения коэффициента сопротивления ζ по графику, приведенному на рисунке 7;
- определить режим течения в соответствии с 5.3.3.2;
- определить угол поворота диска α для значения действительного удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_д$ по графику, приведенному на рисунке 8;
- рассчитать потери давления на затворе ΔP по формуле (5).

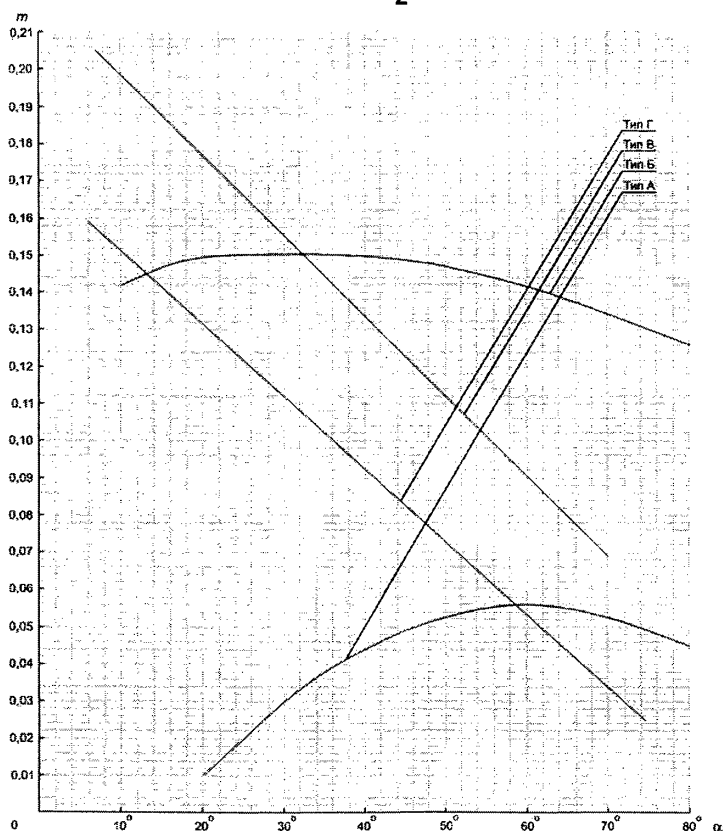
7.3 Определение гидродинамического момента, возникающего на диске от воздействия рабочей среды, и угла поворота диска

7.3.1 Исходные данные – в соответствии с 5.3.3.1.

7.3.2 Алгоритм расчета:

- рассчитать удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_{\text{расч}}$;
- определить угол поворота диска α для значения $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}}\right)_{\text{расч}}$ по графику, приведенному на рисунке 8;
- определить коэффициент момента m для угла поворота диска α по графику, приведенному на рисунке 16;
- рассчитать гидродинамический момент, возникающий на диске от воздействия рабочей среды M , Н·м, по формуле

$$M = m \cdot D_s^3 \cdot (1 + \zeta) \cdot \frac{\rho \cdot V^2}{2} . \quad (8)$$

Рисунок 16 – Зависимость коэффициента момента от угла поворота диска $m = f(\alpha)$

7.4 Расчет плотности материала диска с целью выбора марки материала диска

7.4.1 Исходные данные – в соответствии с 6.4.1.

7.4.2 Алгоритм расчета:

- найти точку пересечения кривой, соответствующей заданной вязкости $\nu = const$ и горизонтальной линии, соответствующей значению DN , по одному из графиков, представленных на рисунках 10, 11, 12 и 13. Абсцисса данной точки определяет минимальный удельный динамический напор $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_{0,1 \min}$, а кривая скорости, соответствующая графику $V = const$ и проходящая

через данную точку, определяет минимальную скорость V_{\min} для режима $Re \geq 2 \cdot 10^4$ при отношении $\left(\frac{\rho}{\rho_3}\right)_{0,1} = 0,1$;

- определить действительное значение удельного динамического напора $\left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_д$ по одному из графиков, представленных на рисунках 7 и 8, в зависимости от одной из заданных величин:

- а) углу поворота α ;
- б) коэффициенту сопротивления ζ ;
- в) скорости среды V ;

- рассчитать плотность материала диска ρ_3 , кг/м^3 , по формуле

$$\rho_3 = \frac{10 \cdot \rho \cdot \left(\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}\right)_{0,1 \min}}{\frac{\rho \cdot V^2}{q_{прив}}} \quad (9)$$

8 Рекомендации по выбору проточной части обратной арматуры

8.1 Обратные клапаны

8.1.1 В целях уменьшения коэффициента сопротивления ζ для обратных клапанов рекомендуется проектировать золотники, имеющие направление в крышке.

8.1.2 При удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q} \geq 0,5$ рекомендуется применять клапаны с относительным диаметром камеры $\frac{D_k}{DN} = 1,75$ и золотниками с направлением в крышке.

8.1.3 При удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q} < 0,5$ рекомендуется применять клапаны с относительным диаметром камеры $\frac{D_k}{DN} = 1,50$ и золотниками с направлением в седле.

8.1.4 При увеличении относительного хода (относительной высоты подъема) ЗЭл $\frac{h}{DN}$ от $0,25 \cdot DN$ до $0,30 \cdot DN$ гидродинамическое усилие P , действующее на ЗЭл, уменьшается почти вдвое, при этом коэффициент сопротивления ζ клапана уменьшается только на 5 %, поэтому целесообразно ограничить максимальную величину относительного хода (относительного подъема) ЗЭл значением $\frac{h}{DN} = 0,25$.

8.2 Обратные затворы

8.2.1 Для обратных затворов оптимальным вариантом формы диска является тип А (рисунок 4).

8.2.2 Целесообразно максимальный угол поворота диска выбирать равным $\alpha = 75^\circ$, для чего на дисках следует предусматривать упор.

8.2.3 Угол наклона плоскости уплотнения седла относительно вертикальной оси α_c следует выбирать в пределах от 5° до 10° .

8.2.4 Для уменьшения коэффициента сопротивления ζ обратного затвора и для обеспечения мягкой обратной посадки ЗЭл на седло рекомендуются следующие значения α_c :

- при удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}} < 0,3$ – α_c от 10° до 15°;

- при удельном динамическом напоре $\frac{\rho \cdot V^2}{q_{\text{прив}}} \geq 0,3$ – α_c от 5° до 10°.

8.3 Преимущества обратных затворов по сравнению с обратными клапанами

Обратные затворы, открывающиеся на угол свыше 35° – 40°, имеют существенно меньший коэффициент сопротивления ζ , чем обратные подъемные клапаны при полном открытии затвора, то есть имеют преимущество при средних и больших расходах.

Лист регистрации изменений

Изм.	Номера листов (страниц)				Всего листов (стр.) в докум.	№ докум.	Вх. № документа и дата	Подпись	Дата
	изменённых	заменённых	новых	аннулированных					

Генеральный директор
АО «НПФ»ЦКБА»


М.С. Стабровский

Директор по научной и экспертной работе


Ю.И. Тарасьев

Главный конструктор


В.П. Лавреженкова

Заместитель директора по научной работе


С.Н. Дунаевский

Начальник технического отдела 121


Т.Н. Венедиктова

Исполнители:

Ведущий специалист отдела 153


М.И. Силивина

Инженер-исследователь 1 кат. отдела 153


Е.В. Езовитова

Инженер-исследователь 2 кат. отдела 143


Т.И. Болонева

СОГЛАСОВАНО

Председатель ТК 259


М.И. Власов