

**МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»**

**Кафедра водоснабжения, химии и экологии**

**Р. Н. ВОСТРОВА**

# **ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА В СИСТЕМЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ**

**Учебно-методическое пособие**

**Гомель 2025**

МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА И КОММУНИКАЦИЙ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ТРАНСПОРТА»

Кафедра водоснабжения, химии и экологии

Р. Н. ВОСТРОВА

# ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА В СИСТЕМЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

*Рекомендовано учебно-методическим объединением  
высших учебных заведений Республики Беларусь  
по образованию в области строительства и архитектуры  
для обучающихся по специальности 7-07-0732-02  
«Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений»  
в качестве учебно-методического пособия*

Гомель 2025

УДК 627.844.001.24(075.8)  
ББК 38.776  
В78

Рецензенты: заведующий кафедрой гидротехнического и энергетического строительства, водного транспорта и гидравлики д-р техн. наук, профессор *И. В. Качанов* (Белорусский национальный технический университет); заведующий кафедрой водоснабжения, водоотведения и охраны водных ресурсов канд. техн. наук, доцент *С. В. Андреюк* (Брестский государственный технический университет)

### **Вострова, Р. Н.**

В78 Гидравлический расчет напорного трубопровода в системе водоснабжения : учеб.-метод. пособие / Р. Н. Вострова ; М-во трансп. и коммуникаций Респ. Беларусь, Белорус. гос. ун-т трансп. – Гомель : БелГУТ, 2025. – 53 с.  
ISBN 978-985-891-193-5

Содержит основные сведения по осуществлению гидравлического расчета системы водоснабжения. Осуществляется подбор диаметров самотечной трубы и сифона, напорного и всасывающего трубопровода, определение потерь напора, соответствующих режимам движения жидкости. На основании произведенных расчетов выполняется расчет потребного напора и построение напорной и пьезометрической линий, производится построение трубопроводной характеристики трубопровода и подбор насоса.

Предназначено для студентов учреждений высшего образования, обучающихся по специальности первой ступени высшего образования 7-07-0732-02 «Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений».

**УДК 627.844.001.24(075.8)**  
**ББК 38.776**

**ISBN 978-985-891-193-5**

© Вострова Р. Н., 2025  
© Оформление. БелГУТ, 2025

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
1 Состав и объем расчетно-графической работы.....	5
2 Исходные данные .....	5
3 Основные сведения для проведения расчетов .....	9
3.1 Расчет коротких трубопроводов.....	18
3.1.1 Расчет самотечного трубопровода .....	19
3.1.2 Расчет сифонного трубопровода .....	20
3.1.3 Определение высоты установки насоса над линией свободной поверхности.....	22
3.1.4 Гидравлический расчет всасывающего трубопровода насосной установки.....	23
3.2 Гидравлический расчет длинных трубопроводов.....	23
3.2.1 Определение диаметра нагнетательного трубопровода насосной установки .....	24
3.2.2 Определение потерь напора в нагнетательном трубопроводе .....	24
3.3 Определение потребного напора насосной установки .....	25
3.4 Истечение жидкости через отверстия и насадки .....	26
3.4.1 Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке в атмосферу ....	26
3.4.2 Истечение жидкости через насадки.....	27
3.5 Графическое построение напорной и пьезометрической линий .....	29
4 Подбор насоса, работающего в системе водоснабжения .....	30
4.1 Построение трубопроводной характеристики .....	30
4.2 Определение рабочей точки насоса .....	33
4.3 Параллельная работа центробежных насосов .....	34
5 Пример выполнения расчетов .....	35
Приложение А. Справочные данные для выполнения расчетов .....	51
Приложение Б. Образец оформления титульного листа к расчетно-графической работе № 1.....	52
Список литературы.....	53

## ВВЕДЕНИЕ

Расчетно-графическая работа (РГР) «Гидравлический расчет напорного трубопровода в системе водоснабжения» по дисциплине «Механика жидкости и газа» выполняется студентами специальности 7-07-0732-02 «Инженерные сети, оборудование зданий и сооружений».

Гидравлический расчет системы водоснабжения производится с целью выбора диаметров коротких и длинных трубопроводов, определения высоты установки насоса над линией свободной поверхности в приемном резервуаре, определения потерь напоров, геометрического, статического, динамического напоров и полного потребного напора насосной установки, определения скоростей и расходов воды в системе водоснабжения, а также для определения потребного напора насосной установки.

Определив потери напоров на участке системы водоснабжения, содержащей самотечный трубопровод, сифонный водозабор, всасывающий и напорный трубопровод насосной установки, необходимо построить напорную и пьезометрическую линии коротких и длинного трубопроводов, которые позволяют определить давление на любом участке водопровода, а также напор и скорость в любом его сечении. Производится расчет уровня жидкости в резервуаре при истечении под уровень.

Гидравлический расчет напорных трубопроводов позволит в дальнейшем осуществить подбор энергоэффективного оборудования для подачи воды от источника до потребителя.

Целью РГР является закрепление знаний, полученных студентами при изучении теоретического материала, выработка у них навыков практического применения этих знаний при решении инженерных задач.

В учебно-методическом пособии приведены две схемы систем водоснабжения, даны варианты исходных данных для проведения расчетов. Изложены основы выполнения гидравлического расчета самотечной трубы и сифонного водозабора и потребного напора насосной установки.

Даны рекомендации по построению напорной и пьезометрической линий, приведены примеры выполнения расчетов. В приложениях А приведены справочные данные для выполнения расчетов. В приложении Б дан образец оформления титульного листа.

Пособие написано в соответствии с применяемой программой дисциплины «Механика жидкости и газа». При написании пособия использованы действующие в Республике Беларусь нормативные правовые акты.

## 1 СОСТАВ И ОБЪЕМ РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКОЙ РАБОТЫ

РГР «Гидравлический расчет напорного трубопровода в системе водоснабжения» выполняется на основании задания, рассмотренного и утвержденного на заседании кафедры, и состоит из пояснительной записки с включенными в нее результатами расчетов и чертежей, на которых схематически в выбранном масштабе изображается трубопровод и наносятся напорная и пьезометрическая линии, а также указываются все составляющие потерь напора по соответствующим трубопроводам.

Материалы РГР оформляются в виде пояснительной записки объемом 15–20 страниц, изложенной на листах формата А4 (210×297 мм) и содержащей необходимые чертежи и схемы, выполненные в масштабе на листах (возможно на миллиметровой бумаге) формата А4 либо А3 (297×420 мм).

## 2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В вариантах заданий приняты следующие обозначения:

$l_1$  – длина самотечной трубы (задание А), м;

$d_1$  – диаметр самотечной трубы (задание А), сифона (задание В), мм;

$h_1$  – разность горизонтов в канале I и колодце II, м;

$Q$  – производительность насоса, л/с;

$l_{вс}$  – длина всасывающей трубы насоса, м;

$h_s$  – высота установки центра насоса над линией свободной поверхности, м;

$l_{н}$  – длина напорного трубопровода, м;

$d_{н}$  – диаметр внешнего цилиндрического насадка (задание А), мм;

$h_3$  – глубина погружения центра тяжести отверстия в резервуаре III под плоскостью свободной поверхности;

$d_{отв}$  – диаметр отверстия в резервуаре III (задание В), мм;

$l$  – длина сифона от входного сечения до наивысшей точки О (задание В), м;

$l_1$  – общая длина сифона (задание В), м;

$H$  – отметка горизонта воды в резервуаре III над центром насоса, м;

$h_0$  – отметка наивысшей точки сифона О (задание В), м;

$p_0$  – избыточное давление в резервуаре III (задание В), м вод. ст.;

$p_{вак}$  – давление на входе в насос, атм.;

$h_{вак}$  – допустимый вакуум в сифоне (задание В), м вод. ст.;

$h_0$  – высота подъема воды в сифоне, м.

**Задание А.** Гидравлический расчет напорных трубопроводов с самотечным водозабором и насосной установкой (рисунок 2.1).

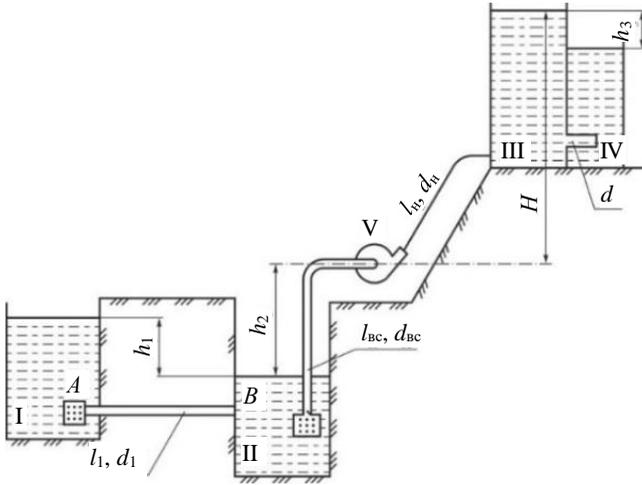


Рисунок 2.1 – Расчетная схема напорных трубопроводов с самотечным водозабором

Из канала I по самотечной трубе АВ (снабженной фильтром и обратным клапаном) длиной  $l_1$  и диаметром  $d_1$  вода под напором  $h_1$  при температуре  $T$  перетекает в прибрежный колодец II.

Из прибрежного колодца II центробежный насос V перекачивает воду в открытый резервуар III. Всасывающая труба насоса длиной  $l_{bc}$  снабжена фильтром с обратным клапаном и имеет два поворота с радиусом поворота на  $90^\circ$ . Давление во всасывающем трубопроводе на входе в насос  $p_{\text{вак}}$ .

Далее по напорному трубопроводу длиной  $l_n$  и диаметром  $d_n$  вода поступает в резервуар III. Материал трубопроводов – сталь. Трубопровод новый.

Из резервуара III вода перетекает в резервуар IV через внешний цилиндрический насадок диаметром  $d_n$  под действием напора  $h_3$ .

Необходимо:

- определить диаметр самотечной трубы;
- уточнить разность уровней в канале I и колодце II;
- определить высоту установки центра насоса над линией свободной поверхности в прибрежном колодце II;
- вычислить разницу горизонтов резервуаров III и IV;
- определить потребный напор насосной установки;
- построить напорную и пьезометрическую линии для всех участков напорных трубопроводов.

Данные для расчета напорного трубопровода с самотечной трубой приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Данные для расчета напорного трубопровода с самотечным водозабором

Вариант	$Q$	$d_1$	$T$	$h_1$	$l_1$	$l_n$	$l_{вс}$	$H$	$d_n$
	л/с	мм	°С	м					мм
1	50	70	20	0,31	25	112	8	15	50
2	55	70	25	0,41	28	115	9	16	65
3	65	60	23	0,46	30	120	10	18	60
4	70	55	27	0,47	41	140	7	9	55
5	75	55	20	0,48	42	145	6	10	55
6	80	55	25	0,49	43	147	8	11	50
7	85	55	23	0,5	50	150	9	12	55
8	90	55	27	0,32	51	155	10	13	55
9	45	55	20	0,33	52	186	7	14	50
10	40	70	25	0,34	53	187	6	25	70
11	43	70	23	0,35	54	188	8	26	70
12	48	75	27	0,36	55	189	9	27	74
13	49	75	20	0,37	56	190	10	28	75
14	81	75	25	0,57	57	191	7	29	76
15	84	75	23	0,56	58	195	6	30	77
16	82	110	27	0,55	49	193	8	31	50
17	66	120	20	0,54	48	192	9	32	20
18	67	130	25	0,53	47	195	10	33	30
19	87	150	23	0,52	46	180	7	34	50
20	77	60	27	0,51	45	175	6	35	60
21	71	60	20	0,4	44	170	8	36	60
22	72	60	25	0,39	40	165	9	37	60
23	73	60	23	0,38	39	160	10	38	65
24	44	65	27	0,44	38	135	7	39	60
25	38	65	20	0,43	37	130	6	40	60
26	39	70	25	0,42	35	125	8	41	65
27	50	100	23	0,3	25	110	9	20	20
28	55	100	27	0,4	30	120	10	30	30
29	60	70	20	0,5	35	130	7	40	70
30	65	120	25	0,55	40	140	6	35	20

**Задание В.** Гидравлический расчет напорных трубопроводов с сифонным водозабором и насосной установкой (рисунок 2.2).

Из канала I по сифону (снабженному фильтром и обратным клапаном) длиной  $l_1$  и диаметром  $d_1$  вода под напором  $h_1$  перетекает в прибрежный колодец II. Высота подъема воды по сифону  $h_0$ .

Из прибрежного колодца II центробежный насос V перекачивает воду в открытый резервуар. Всасывающая труба насоса длиной  $l_{вс}$  снабжена фильтром с обратным клапаном и имеет два поворота с радиусом поворота  $90^\circ$ .

Давление во всасывающем трубопроводе на входе в насос соответствует  $h_{вак}$ . Далее по напорному трубопроводу длиной  $l_n$  и диаметром  $d_n$  вода поступает в резервуар III, находящийся под избыточным давлением  $p_0$ . Материал трубопроводов – сталь.

Из резервуара III вода перетекает в резервуар IV через отверстие диаметром  $d_{отв}$  под действием напора  $h_3$ .

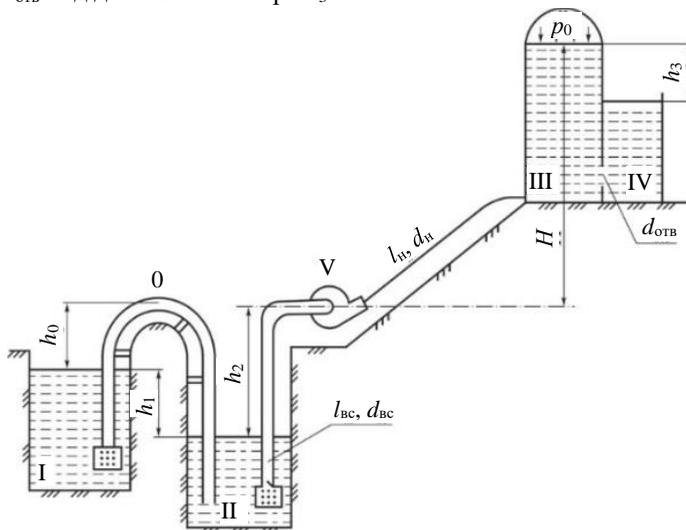


Рисунок 2.2 – Расчетная схема напорных трубопроводов с сифонным водозабором

В задании необходимо:

- определить диаметр сифона; разность уровней в канале I и колодце II;
- проверить возможность подъема воды в сифоне на высоту  $h_0$ ;
- определить высоту установки центра насоса  $h_2$ , если подъем жидкости во всасывающей трубке  $h_{вас}$ ;
- вычислить разность горизонтов резервуаров III и IV и определить потребный напор.

Данные для расчета напорного трубопровода с сифонным водозабором приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Данные для расчета напорного трубопровода с сифонным водозабором

Вариант	$Q$	$h_1$	$l$	$T$	$h_0$	$l_1$	$l_{вс}$	$l_n$	$H$	$p_0$	$h_3$	$h_{вас}$	$d_{отв}$	$p_{вас}$
	л/с	м		°С	м				М вод. ст.	м		мм	атм.	
1	51	0,51	2	20	4	5	7	100	11	20	2	1,8	70	0,1
2	56	0,52	3	25	4	7	8	100	12	20	2	1,7	65	0,2
3	58	0,53	2	20	4	6	9	100	13	25	2	1,6	60	0,15
4	72	0,43	24	23	4	5	10	110	14	20	2	1,5	55	0,25
5	71	0,44	20	22	5	7	7	112	15	20	2	1,8	55	0,17
6	65	0,45	12	25	5	6	8	110	16	30	4	1,7	50	0,12
7	66	0,46	14	24	5	5	9	152	17	30	4	1,6	55	0,3
8	70	0,47	16	22	5	7	10	152	18	30	4	1,5	55	0,1

Окончание таблицы 2.2

Ва- ри- ант	$Q$	$h_1$	$l$	$T$	$h_0$	$l_1$	$l_{вс}$	$l_{II}$	$H$	$p_0$	$h_3$	$h_{вак}$	$d_{отв}$	$p_{вак}$
	л/с	м		°С	м					М В ОД- ст.	М	М	мм	атм.
9	67	0,48	18	20	4	6	7	100	20	30	4	1,8	50	0,2
10	69	0,54	18	25	5	5	8	100	20	30	4	1,7	70	0,15
11	68	0,55	28	20	4	7	9	110	20	25	2	1,6	70	0,25
12	73	0,56	29	23	4	6	10	110	20	25	2	1,5	74	0,17
13	61	0,57	30	22	4	5	7	116	20	30	2	1,8	75	0,12
14	74	0,58	20	25	4	7	8	116	20	30	2	1,7	76	0,3
15	75	0,59	18	24	5	6	9	120	19	30	3	1,6	77	0,1
16	76	0,49	18	22	5	5	10	110	20	20	3	1,5	50	0,2
17	77	0,60	18	20	4	7	7	120	21	25	4	1,8	20	0,1
18	62	0,60	15	25	4	6	8	140	20	20	4	1,7	30	0,2
19	78	0,50	20	20	6	5	9	115	29	20	2	1,6	50	0,15
20	79	0,54	20	23	6	7	10	115	30	30	3	1,5	60	0,25
21	80	0,55	20	22	6	6	7	115	28	30	3	1,8	60	0,17
22	63	0,42	20	25	4	5	8	115	19	30	3	1,7	60	0,12
23	81	0,41	20	24	4	7	9	115	18	30	3	1,6	65	0,3
24	64	0,63	20	22	4	6	10	140	15	30	4	1,5	60	0,1
25	82	0,62	27	20	4	5	7	140	14	25	4	1,8	60	0,2
26	60	0,61	26	25	4	7	8	120	13	25	2	1,7	65	0,15
27	59	0,60	25	20	4	6	9	120	12	25	2	1,6	20	0,25
28	78	0,51	30	23	4	5	10	100	11	20	1	1,5	30	0,17
29	80	0,50	28	22	5	7	7	100	12	20	1	1,8	70	0,12
30	85	0,60	21	25	4	6	8	100	13	30	2	1,7	20	0,3

### 3 ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ РАСЧЕТОВ

Гидравлический расчет трубопроводов в системе водоснабжения связан как с расчетом коротких, так и с расчетом длинных трубопроводов. К коротким трубопроводам относятся самотечная труба, сифон, всасывающая труба насоса. К длинным трубопроводам относится трубопровод нагнетательный от насоса до резервуара III.

Простым трубопроводом называют трубопровод, по которому жидкость транспортируется без промежуточных ответвлений.

При расчетах простого трубопровода широко используется уравнение Бернулли, составленное для потока жидкости от плоскости свободной поверхности питающего резервуара до плоскости выходного сечения трубопровода.

С помощью уравнения Бернулли решаются задачи в такой последовательности:

1 Выбирают два сечения по длине потока 1–1 и 2–2 таким образом, чтобы для одного из них были известны величины  $p$ ,  $v$ ,  $g$ , а для другого сечения один или несколько параметров подлежали определению.

2 Намечают линию сравнения так, чтобы были известны  $z_1$  и (или)  $z_2$ .

3 При двух неизвестных параметрах для второго сечения используют уравнение неразрывности движения жидкости  $v_1\omega_1 = v_2\omega_2$ .

4 Решают уравнения относительно неизвестного.

Все физические величины в расчетах должны приводиться в Международной системе единиц (СИ).

Для двух произвольных сечений 1–1 и 2–2 потока идеальной жидкости, имеющей одно свойство – текучесть, уравнение Бернулли имеет следующий вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} = H = \text{const.} \quad (3.1)$$

Так как сечения 1–1 и 2–2 взяты произвольно, то полученное уравнение можно переписать иначе:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v^2}{2g} = H = \text{const.} \quad (3.2)$$

То есть сумма трех членов уравнения Бернулли для любого сечения потока идеальной жидкости есть величина постоянная.

С энергетической точки зрения каждый член уравнения представляет собой определенные виды удельной энергии единицы веса вещества:

–  $z_1$  и  $z_2$  – удельные энергии положения, характеризующие потенциальную энергию в сечениях 1–1 и 2–2;

–  $\frac{p_1}{\rho g}$  и  $\frac{p_2}{\rho g}$  – удельные энергии давления, характеризующие потенциальную энергию давления в тех же сечениях;

–  $\frac{v_1^2}{2g}$  и  $\frac{v_2^2}{2g}$  – удельные кинетические энергии в тех же сечениях.

Следовательно, согласно уравнению Бернулли, *полная удельная энергия идеальной жидкости в любом сечении постоянна*.

Уравнение Бернулли можно истолковать и геометрически. Дело в том, что каждый член уравнения имеет линейную размерность. На рисунке 3.1:

–  $z_1$  и  $z_2$  – геометрические высоты центров тяжести сечений 1–1 и 2–2 над плоскостью сравнения;

–  $\frac{p_1}{\rho g}$  и  $\frac{p_2}{\rho g}$  – пьезометрические высоты – высоты столбиков в пьезометрах;

–  $\alpha_1 \frac{v_1^2}{2g}$  и  $\alpha_2 \frac{v_2^2}{2g}$  – скоростные высоты в указанных сечениях – разницы

высот в пьезометрах и трубках Пито.

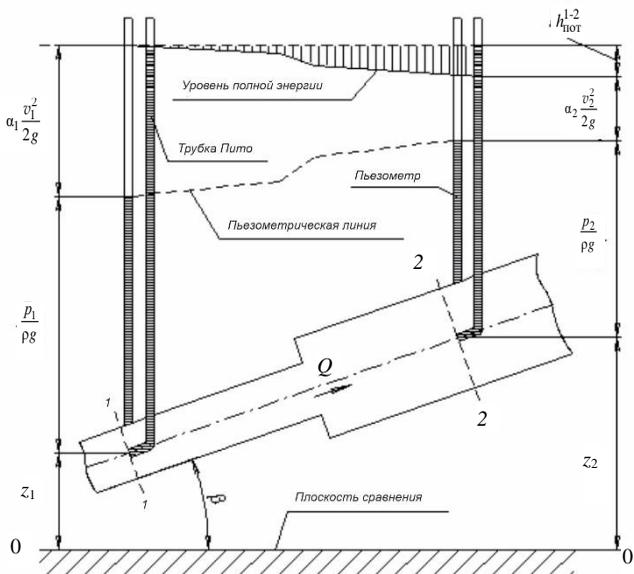


Рисунок 3.1 – Геометрический смысл уравнения Бернулли [3]

В этом случае уравнение Бернулли можно прочитать так: *сумма геометрической, пьезометрической и скоростной высоты для идеальной жидкости есть величина постоянная.*

При движении реальной вязкой жидкости возникают силы трения, на преодоление которых жидкость затрачивает энергию. В результате полная удельная энергия жидкости в сечении 1–1 будет больше полной удельной энергии в сечении 2–2 на величину потеряннй энергии.

Потерянная энергия или потеряннй напор обозначаются  $h_{\text{пот}}^{1-2}$  и имеют также линейную размерность.

Уравнение Бернулли для реальной жидкости, м,

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{\text{пот}}^{1-2} = H = \text{const.} \quad (3.3)$$

где  $h_{\text{пот}}^{1-2}$  – потери напора, м;

$v_1, v_2$  – средняя по живому сечению скорость, м/с.

Из рисунка 3.1 видно, что при движении жидкости от сечения 1–1 до сечения 2–2 потеряннй напор все время увеличивается (вертикальная штриховка). Таким образом, уровень первоначальной энергии, которой обладает жидкость в первом сечении, для второго сечения будет складываться из че-

тырех составляющих: геометрической, пьезометрической, скоростной высот и потерянного напора между сечениями 1–1 и 2–2.

Два коэффициента  $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  называются коэффициентами Кориолиса и зависят от режима движения жидкости ( $\alpha = 2$  – для ламинарного режима,  $\alpha = 1$  – для турбулентного режима).

Потерянный напор  $h_{\text{пот}}^{1-2}$  складывается из линейных потерь, вызванных силой трения между слоями жидкости, и потерь, вызванных местными сопротивлениями (изменениями конфигурации потока)

$$h_{\text{пот}}^{1-2} = h_{\text{пот}} + h_{\text{м}}, \quad (3.4)$$

где  $h_{\text{пот}}$  – потери напора по длине, м;

$h_{\text{м}}$  – потери на местные сопротивления, м.

Потери напора по длине, м, определяются по уравнению Вейсбаха – Дарси

$$h_{\text{пот}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.5)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, который для ламинарного потока вычисляется по выражению Дарси

$$\lambda = \frac{64}{\text{Re}}, \quad (3.6)$$

Re – число Рейнольдса, которое служит для определения режимов движения жидкости.

*Ламинарным* называется слоистое течение без перемешивания частиц жидкости и без пульсации скоростей и давлений.

*Турбулентным* называется течение, сопровождающееся интенсивным перемешиванием жидкости с пульсациями скоростей и давлений.

Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при определенной скорости движения жидкости. Эта скорость называется *критической*  $v_{\text{кр}}$ .

Значение этой скорости прямо пропорционально кинематической вязкости жидкости и обратно пропорционально диаметру трубы

$$v_{\text{кр}} = \frac{v}{d} k, \quad (3.7)$$

где  $v$  – коэффициент кинематической вязкости, см<sup>2</sup>/с или Ст;

$d$  – внутренний диаметр трубы, м;

$k$  – безразмерный коэффициент, нижний критический предел Рейнольдса.

Входящий в эту формулу безразмерный коэффициент  $k$  одинаков для всех жидкостей и газов, а также для любых диаметров труб. Этот коэффи-

циент называется *критическим числом Рейнольдса*  $Re_{кр}$  и определяется следующим образом:

$$Re_{кр} = \frac{v_{кр} d}{\nu}. \quad (3.8)$$

Переход от ламинарного режима к турбулентному наблюдается при верхнем критическом числе Рейнольдса  $Re_{в,кр}$ . Нижнее число Рейнольдса,  $Re_{н,кр}$  (переход от турбулентного режима к ламинарному) для круглых трубопроводов и для любой жидкости имеет значение  $Re_{в,кр} = 2320$ .

Ламинарный режим движения в диапазоне  $Re_{н,кр} < Re < Re_{в,кр}$  неустойчив и при малейших возмущениях (как внутренних, так и внешних) переходит в турбулентный режим. Поэтому в качестве критического числа Рейнольдса принято значение  $Re_{кр} = 2320$ . При значениях числа  $Re < 2320$  будет иметь место ламинарный режим движения жидкости.

Если же число  $Re > 2320$ , поток характеризуется турбулентным режимом движения.

Развитое турбулентное течение в трубах устанавливается лишь при  $Re$ , примерно равном 4000, а при  $Re = 2300 \dots 4000$  имеет место переходная, критическая область.

Коэффициент гидравлического сопротивления трубопроводов можно определить при помощи уравнений (3.6), (3.9)–(3.12) или при помощи графика Никурадзе (рисунок 3.2).

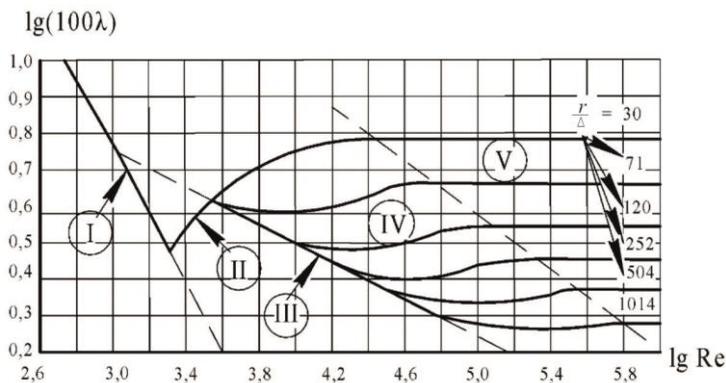


Рисунок 3.2 – График Никурадзе

Режим движения жидкости напрямую влияет на степень гидравлического сопротивления трубопроводов. Если число Рейнольдса лежит в диапазоне  $4000 < Re < 10 \left( \frac{d}{\Delta_3 l} \right)$  коэффициент  $\lambda$  определяется по полуэмпирической формуле Блазиуса

$$\lambda_r = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}. \quad (3.9)$$

Во второй области, расположенной между линией II и пунктирной линией справа (см. рисунок 3.2), коэффициент  $\lambda$  зависит одновременно от двух параметров – числа  $\text{Re}$  и относительной шероховатости  $\frac{\Delta}{r_0}$ , которую можно заменить на  $\Delta_3$ . Для определения коэффициента  $\lambda$  в этой области может служить также универсальная формула А. Д. Альтшуля:

$$\lambda_r = 0,11 \left( \frac{\Delta_3}{d} + \frac{68}{\text{Re}} \right)^{0,25}, \quad (3.10)$$

где  $\Delta_3$  – эквивалентная абсолютная шероховатость, м [1].

Характерные значения  $\Delta_3$ , мм, для труб из различных материалов приведены в таблице А.3.

Третья область – область больших  $\text{Re}$  и  $\frac{\Delta}{r_0}$ , где коэффициент  $\lambda$  не зависит от числа  $\text{Re}$ , а определяется лишь относительной шероховатостью (область расположена справа от пунктирной линии). Это *область шероховатых труб*, в которой все линии с различными шероховатостями параллельны между собой. Эту область называют областью автомодельности или режимом квадратичного сопротивления, т. к. здесь гидравлические потери пропорциональны квадрату скорости.

Определение  $\lambda$  для этой области производят по упрощенной формуле Шифринсона

$$\lambda_r = 0,11 \left( \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} \quad (3.11)$$

или по формуле Прандтля – Никурадзе

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_r}} = -2 \log \left( \frac{\Delta_3}{3,71d} \right). \quad (3.12)$$

Потери напора [формула (3.5)] можно определить, зная коэффициент гидравлического сопротивления, который определяется в зависимости от числа Рейнольдса  $\text{Re}$  и от эквивалентной шероховатости  $\Delta_3$  (таблица А.3).

Коэффициент внутреннего гидравлического трения может быть определен из графика Мурина (рисунок 3.3).

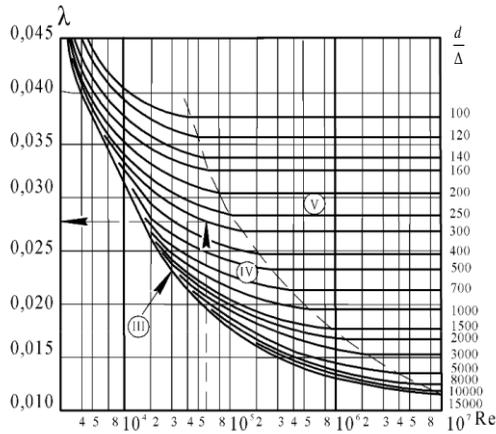


Рисунок 3.3 – График Мурина [3]

Потери напора на местные сопротивления определяются в зависимости от вида местного сопротивления по общему уравнению Вейсбаха

$$h_M = \zeta \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.13)$$

Потери на местные сопротивления обусловлены местами в трубопроводе, где поток меняет свое направление или форму движения. Это внезапное и плавное сужение или расширение, поворот трубы, всей трубопроводной арматуры. Полная потеря напора в случае внезапного сужения

$$h_{суж} = \zeta_{суж} \frac{v_2^2}{2g}. \quad (3.14)$$

где  $\zeta_{суж}$  – коэффициент сопротивления для сужения трубопровода, определяется по полуэмпирической формуле И. Е. Идельчика [1]

$$\zeta_{суж} = 0,5 \left( 1 - \frac{S_2}{S_1} \right) = 0,5 \left( 1 - \frac{1}{n} \right), \quad (3.15)$$

$n = \frac{S_2}{S_1}$  – степень сужения.

При выходе трубы из резервуара больших размеров, когда можно считать, что  $\frac{S_2}{S_1} = 0$ , а также при отсутствии закругления входного угла коэффициент сопротивления  $\zeta_{суж} = 0,5$ .

Коэффициент сопротивления отвода  $\zeta_{\text{отв}}$  (плавного поворота трубопровода) зависит от отношения  $\frac{R}{d}$  (где  $R$  – радиус закругления трубы,  $d$  – диаметр трубы), угла поворота  $\delta$ , а также формы поперечного сечения трубы.

Для отводов круглого сечения с углом поворота  $\delta = 90^\circ$  и  $\frac{R}{d} \geq 1$  при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой [1]

$$\zeta_{\text{отв}} = 0,051 + \frac{0,19d}{R}. \quad (3.16)$$

Получить зависимости коэффициентов местных сопротивлений теоретическим путем для других случаев сложно. Их значения определяют экспериментальным путем и их величину можно найти в справочной литературе.

Коэффициенты местных сопротивлений трубопроводной арматуры приведены в таблице А.2.

При гидравлическом расчете трубопровода, который включает несколько местных сопротивлений, потери в них суммируются. Однако принцип простого суммирования местных потерь возможен только тогда, когда расстояние между сопротивлениями достаточно велико. В этом случае отсутствует их взаимное влияние.

Это объясняется тем, что при прохождении потока через местное сопротивление происходит деформация его структуры (скоростного поля). Деформированный поток, попадая в новое сопротивление, вызовет в нем потери напора отличные от тех, которые имели бы место при прохождении невозмущенного потока.

Расстояние, на которое распространяется влияние местного сопротивления, составляет половину эквивалентной длины.

При больших числах Рейнольдса расстояние, на протяжении которого наблюдается влияние местного сопротивления, можно принимать:

$$l_{\text{вл}} = (40 \dots 60)d. \quad (3.17)$$

При малых числах Рейнольдса расстояние взаимного влияния местных сопротивлений значительно меньше.

Трубопроводы с геометрической точки зрения характеризуются длиной  $l$ , м, диаметром  $d$ , мм, шероховатостью внутренних стенок  $\Delta$ , мм. Протекающая по ним жидкость обладает своими физическими свойствами, такими как плотность  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, кинематическая вязкость  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с. Названные характеристики трубопровода и жидкости непосредственно участвуют в гидравлическом расчете и влияют на конечный результат.

Для сообщения движения жидкости в начале трубопровода необходимо иметь некоторый запас потенциальной энергии (напор  $H$  или давление  $p$ ).

Движение жидкости характеризуется величиной расхода  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, и определенным значением средней скорости  $v$ , м/с.

Напор в начале трубопровода за вычетом геодезического и свободного напоров в конце трубопровода тратится на преодоление сопротивлений (местных и по длине). Геодезический напор представляет собой разность отметок конца и начала трубопровода. Свободный напор в конце трубопровода обеспечивает необходимую скорость (расход) истечения жидкости.

В основу гидравлического расчета трубопроводов положен закон сохранения энергии (уравнение Д. Бернулли).

Уравнение Бернулли справедливо для установившегося плавноизменяющегося движения. Уравнение Бернулли составляется с учётом получения одного неизвестного; если это невозможно, то в качестве второго уравнения используют уравнение неразрывности потока.

Уравнение неразрывности движения применяется, если при записи уравнения Бернулли два неизвестных. В потоке произвольной формы (рисунок 3.4) выделим произвольные живые сечения 1–1, 2–2 и 3–3. Площади живых сечений будут соответственно  $\omega_1$ ,  $\omega_2$  и  $\omega_3$ , а средние скорости потока в этих сечениях  $v_1$ ,  $v_2$  и  $v_3$ . Рассмотрим элементарную струйку, которая в сечении 1–1 будет иметь скорость  $v_1$ , а площадь живого сечения  $d\omega_1$ . Эта же элементарная струйка в сечении 2–2 соответственно будет иметь площадь живого сечения  $d\omega_2$ , а скорость  $v_2$ , и в сечении  $d\omega_3 - v_3$ .

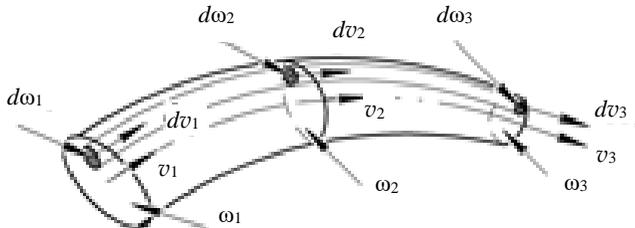


Рисунок 3.4 – Элементарная струйка [3]

Согласно одному из свойств элементарной струйки (количество жидкости вдоль струйки остается величиной постоянной), можно записать

$$dQ_1 = dQ_2 = dQ_3; \quad (3.18)$$

$$v_1 d\omega_1 = v_2 d\omega_2 = v_3 d\omega_3. \quad (3.19)$$

Количество струек в первом сечении потока будет таким же, как и во втором и третьем сечениях. Учитывая то, что расход вдоль каждой струйки остается величиной постоянной, можно записать

$$\int_{\omega_1} v_1 d\omega_1 = \int_{\omega_2} v_2 d\omega_2 = \int_{\omega_3} v_3 d\omega_3; \quad (3.20)$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3. \quad (3.21)$$

Величина расхода вдоль потока так же остается величиной постоянной. Уравнение неразрывности (3.19) можно записать в виде

$$v_1 \omega_1 = v_2 \omega_2 = \dots = v_n \omega_n; \quad (3.22)$$

$$\frac{v_1}{v_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (3.23)$$

Уравнения (3.19) и (3.20) являются разновидностью уравнения неразрывности (сплошности, постоянства расхода). Зависимость (3.23) показывает, что средние скорости в живых сечениях потока обратно пропорциональны площадям живых сечений.

Уравнения (3.22), (3.23) позволяют решать задачи по определению скорости потоков при известных расходах и площадях живых сечений или проектировать размер живого сечения по величине допустимой скорости.

Записав уравнение Бернулли применительно к решаемой задаче, производим решение его относительно неизвестного.

Простой трубопровод представляет собой последовательное соединение труб одного или различных диаметров. В коротком трубопроводе местные потери напора сравнимы по величине с потерями напора по длине

$$h_m > 0,1h_l.$$

В практике трубопроводы делятся на короткие и длинные. К первым относятся все трубопроводы, в которых местные потери напора превышают 5–10 % потерь напора по длине. При расчетах таких трубопроводов обязательно учитывают потери напора в местных сопротивлениях. К ним относят, к примеру, маслопроводы объемных передач. Ко вторым относятся трубопроводы, в которых местные потери меньше 5–10 % потерь напора по длине.

### 3.1 Расчет коротких трубопроводов

Система водоснабжения из поверхностного источника может быть оборудована самотечным или сифонным водозабором. Эти трубопроводы являются короткими.

Самотечный трубопровод оборудован фильтром для очистки воды (см. рисунок 2.1). Исходными данными для расчета короткого трубопровода являются размеры трубопровода: длина  $l_1$ , м, и диаметр  $d_1$ , м, который остается постоянным на всем протяжении трубопровода.

Шероховатость внутренних стенок трубопровода  $\Delta_э$ , м, (таблица А.3). Жидкость имеет плотность  $\rho$ , кг/м<sup>3</sup>, и коэффициент кинематической вязкости  $\nu$ , м<sup>2</sup>/с.

### 3.1.1 Расчет самотечного трубопровода

Самотечный трубопровод предназначен для транспортировки воды из источника в прибрежный резервуар I и состоит из фильтра, обратного клапана, непосредственно трубопровода определенного диаметра и выхода в резервуар (рисунок 3.5).

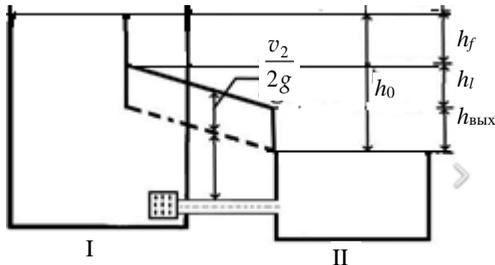


Рисунок 3.5 – Расчет самотечной трубы

Согласно заданию, имея требуемый расход воды  $Q$ , л/с, перепад уровней в I и II резервуарах  $h_1$ , м, и длину трубопровода  $l_1$ , м, необходимо определить диаметр трубопровода  $d_1$ , м, и экономичную скорость движения воды в трубопроводе, а также уточнить гидравлический уклон  $i_1$ .

Гидравлический уклон, соответствующий заданию,

$$i_1 = h_1 / l_1.$$

Для определения диаметра стандартного стального трубопровода самотечной трубы обратимся к таблицам [1].

По заданному расходу  $Q$ , л/с, и найденному гидравлическому уклону  $1000i$  (ориентируясь на ближайшее меньшее значение) найдем соответствующую скорость воды в самотечном трубопроводе  $v_1$ , м/с, и диаметр  $d_{1,м}$ .

Получив указанные параметры потока в самотечной трубе, произведем уточнение перепада уровней в резервуарах I и II.

Для решения задачи воспользуемся уравнением Д. Бернулли для потока реальной жидкости

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}. \quad (3.24)$$

Пусть сечение 1–1 совпадает с поверхностью жидкости в резервуаре I, а сечение 2–2 – с поверхностью уровня в резервуаре II. Плоскость сравнения

0–0 совместим с сечением 2–2 (с поверхностью уровня жидкости в резервуаре II).

Тогда уравнение (3.24) применительно к решаемой задаче будет выглядеть

$$h_1 = h_{1-2}.$$

Потери напора

$$h_{1-2} = \sum h_1 + \sum h_M = \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_M \right) \frac{v^2}{2g}. \quad (3.25)$$

Коэффициент внутреннего гидравлического трения  $\lambda$  найдем по уравнениям (3.16) или (3.10) в зависимости от режима движения жидкости, определив число Рейнольдса. Коэффициенты местного сопротивления  $\zeta$  для фильтра и входа из трубопровода в резервуар найдем в таблице А.2.

### 3.1.2 Расчет сифонного трубопровода

Сифонные водозаборы отличаются от водозаборов с самотечными линиями тем, что в них вода поступает из оголовка в береговой колодец по линиям не самотечным, а уложенным в виде сифона (см. рисунок 2.2). В сифонной линии создается при помощи вакуум-насосов разрежение, благодаря чему вода под действием атмосферного давления движется по сифону.

Большим преимуществом сифонных водозаборов по сравнению с самотечными является то, что сифонная линия может быть уложена на небольшой глубине. Сифонный трубопровод представляет собой самотечный трубопровод, часть которого располагается выше уровня питающего резервуара (рисунок 3.6).

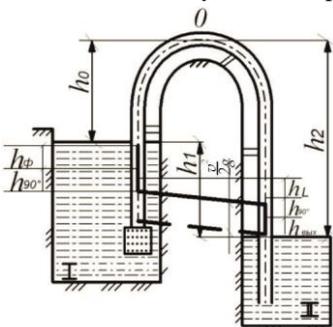


Рисунок 3.6 – Сифонный трубопровод с напорной и пьезометрической линией

Для работы сифона необходимо, чтобы расстояние  $h_0$  в резервуаре I до высшей точки сифона от уровня воды было не более 6–7 м. В большинстве случаев, в особенности при устройстве водозабора на широкой пойме, это требование с избытком удовлетворяется при укладке сифонной линии на обычной глубине, принятой для водопроводов и обусловливаемой необходимостью предохранения линии от промерзания (1,5–2,5 м). При этом во многих случаях возмож-

на укладка линии на значительном ее протяжении выше уровня воды в реке, что значительно упрощает производство работ.

Во всех сечениях, которые расположены выше уровня питающего резервуара I, даже при отсутствии движения жидкости давление будет меньше

атмосферного. Максимальное разрежение (вакуум) будет в высшей точке сифона  $O$ .

При движении жидкости давление в точке  $O$  уменьшится. Когда оно достигнет давления насыщенных паров при данной температуре, жидкость превратится в пар. Движение жидкости по сифону прекратится, он будет заполнен парами жидкости до уровня воды в резервуарах.

Для нормальной работы сифона давление в точке  $O$  должно быть больше давления насыщенных паров. Для определения давления в точке  $O$  воспользуемся уравнением Д. Бернулли для сечения 1–1 и сечения в точке  $C$ . Плоскость сравнения 0–0 совмещается с сечением 1–1. Уравнение решается относительно давления в точке  $O$ . Если отпустить промежуточные преобразования, давление в точке  $O$

$$p_o = p_a - \rho g \left[ h_0 + \left( \lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_m + 1 \right) \frac{v^2}{2g} \right], \quad (3.26)$$

где  $p_a$  – давление на поверхности питающего резервуара (атмосферное), Па;  
 $h_0$  – высота петли сифона, м;

$l$  – длина трубопровода от питающего резервуара I до точки  $O$ ;

$\sum \zeta_m$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений (фильтра, поворота на  $90^\circ$ ) на участке трубопровода от питающего резервуара до точки  $O$ .

Проверить возможность подъема воды в сифоне на высоту  $h_0$  можно решив уравнение (3.26) относительно  $h_0$  и сравнив полученный результат со значением, заданным в условии задачи.

Расчет пропускной способности сифона (определение  $Q$ ) при нормальной его работе проводится аналогично гидравлическому расчету простого самотечного трубопровода.

Определим гидравлический уклон, соответствующий заданию,

$$i_1 = h_1 / l_1.$$

Для определения диаметра стандартного стального трубопровода сифона обратимся к таблицам Шевелевых [1].

По заданному расходу  $Q$ , л/с, и найденному гидравлическому уклону  $1000i_1$  (ориентируясь на ближайшее меньшее значение) найдем соответствующую скорость воды в сифоне  $v_1$ , м/с, и диаметр  $d_1$ , м.

Получив указанные параметры потока в сифоне, произведем уточнение перепада уровней в резервуарах I и II, соответствующих выбранному диаметру.

Для решения задачи воспользуемся уравнением Д. Бернулли для потока реальной жидкости [формула (3.24)]. Сечение 1–1 совпадает с поверхно-

стью жидкости в резервуаре I, а сечение 2–2 – с поверхностью уровня в резервуаре II. Плоскость сравнения 0–0 совместим с сечением 2–2 (с поверхностью уровня жидкости в резервуаре II). Тогда уравнение (3.24) применительно к решаемой задаче:

$$h_1 = h_{1-2}.$$

Потери напора

$$h_1 = \sum h_l + \sum h_m = \left( \lambda \frac{l_1}{d_1} + \sum \zeta_m \right) \frac{v_1^2}{2g}. \quad (3.27)$$

Коэффициент внутреннего гидравлического трения  $\lambda$  найдем по уравнениям (3.6) или (3.10) в зависимости от режима движения жидкости, определив число Рейнольдса. Коэффициенты местного сопротивления  $\xi$  для фильтра двух поворотов на  $90^\circ$  и входа из трубопровода в резервуар найдем по таблице А.2.

### 3.1.3 Определение высоты установки насоса над линией свободной поверхности

Для определения высоты расположения центра насоса над линией свободной поверхности во II резервуаре  $h_2 = h_{вс}$ . Свяжем уравнением Бернулли сечения 1–1 и 2–2, расположенные по линии свободной поверхности в резервуаре II и на входе всасывающего трубопровода в насос, соответственно, линию сравнения 0–0 совместим с сечением 1–1 (см. рисунки 2.1, 2.2).

Рассчитаем гидравлические потери во всасывающем трубопроводе. Потери по длине найдем, согласно уравнению Вейсбаха – Дарси, определив коэффициент Дарси  $\lambda$  в случае ламинарного движения по формуле Дарси (3.6) или в случае турбулентного движения по формуле Альтшуля (3.10).

Далее рассмотрим местные сопротивления во всасывающем трубопроводе. К ним можно отнести два поворота трубопровода на  $90^\circ$ , сопротивление сетки фильтра и обратного клапана.

Решим уравнение относительно искомого значения высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности

$$h_2 = \frac{p_a - p_{\text{вак}}}{\gamma} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \left( \lambda \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \zeta_{\text{сетки}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}. \quad (3.28)$$

Скорость во всасывающем трубопроводе

$$v_{\text{вс}}^2 = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}}^2}. \quad (3.29)$$

Определение высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности позволяет определить геометрический напор, который являет-

ся расстоянием от уровня свободной поверхности в резервуаре I до уровня свободной поверхности в резервуаре III

$$H_r = h_2 + H, \quad (3.30)$$

### 3.1.4 Гидравлический расчет всасывающего трубопровода насосной установки

Диаметр всасывающего трубопровода насосной установки  $d_{вс}$  принимаем равным диаметру самотечной трубы или сифона  $d_{вс} = d_1$ , считая поток воды из прибрежного резервуара I до напорного резервуара III непрерывным, т. е. во всех напорных трубопроводах системы  $Q = \text{const}$ .

Всасывающая труба представляет собой водовод от места забора воды до насоса (рисунок 3.7).

Для определения потерь необходимо определить режим движения жидкости по всасывающему трубопроводу, согласно формуле (3.8).

Тогда потери во всасывающем трубопроводе можно определить уравнением

$$\sum h_{вс} = h_{м.вс} + h_{л.вс} = \left( \lambda \frac{l_{вс}}{d_{вс}} + \zeta_{сетки} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_{вс}^2}{2g}. \quad (3.31)$$

Если режим ламинарный, то коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяем по формуле Дарси (3.6), если режим турбулентный, то по формуле Альтшуля (3.10).

Для построения напорной и пьезометрической линий необходимо рассчитать отдельно потери по длине и на местные сопротивления по каждому местному сопротивлению.

### 3.2 Гидравлический расчет длинных трубопроводов

К таким трубопроводам относится, например, напорный трубопровод подачи воды от насосной станции к потребителю (рисунок 3.8). Гидравлическая схема работы длинных трубопроводов позволяет разделить их также на простые и сложные. Простыми называются последовательно соединенные трубопроводы одного или различных сечений, не имеющих никаких ответвлений.

К сложным трубопроводам относятся системы труб с одним или несколькими ответвлениями, параллельными ветвями и т. д. К сложным относятся и так называемые кольцевые трубопроводы.

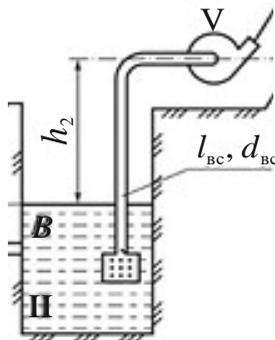


Рисунок 3.7 – Всасывающий трубопровод насоса

Жидкость по трубопроводу движется благодаря тому, что ее энергия в начале трубопровода больше, чем в конце. Перепад уровней энергии может создаваться работой насоса.

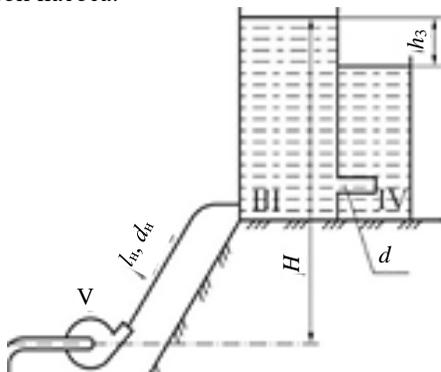


Рисунок 3.8 – Нагнетательный трубопровод

Нагнетательный трубопровод в системе водоснабжения – простой длинный трубопровод постоянного сечения, который подает воду от насосной установки в резервуар III, имеет общую длину  $l_n$  и диаметр  $d_n$ , эквивалентную шероховатость внутренних стенок  $\Delta$ , а также содержит ряд местных сопротивлений (поворот трубы на  $90^\circ$  и вход в резервуар).

Скорость потока в трубопроводе вследствие постоянства диаметра одинакова и равна  $v_n$ , величина расхода  $Q$ .

В длинном трубопроводе местные потери напора малы в сравнении с потерями напора по длине.

### 3.2.1 Определение диаметра нагнетательного трубопровода насосной установки

При выборе диаметра нагнетательного трубопровода  $d_n$  допускается соотношение

$$d_{bc} \geq d_n. \quad (3.32)$$

Определение диаметра нагнетательного трубопровода производим с учетом экономической скорости [1].

### 3.2.2 Определение потерь напора в нагнетательном трубопроводе

Скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с,

$$v_n = \frac{4Q}{\pi d_n^2}. \quad (3.33)$$

По числу Рейнольдса для нагнетательного трубопровода определяется режим движения жидкости в нем

$$\text{Re}_H = \frac{v_H d_H}{\nu}. \quad (3.34)$$

Для длинного нагнетательного трубопровода производим расчет потерь по длине для диаметра напорного трубопровода  $d_H$  и длины  $l_H$ .

Далее рассмотрим сопротивления в нагнетательном трубопроводе, которые представляют собой потери по длине и на местные сопротивления  $h_{м.н}$  в длинном трубопроводе. Тогда общие потери в напорном трубопроводе, м, определим, согласно уравнению

$$\sum h_H = h_{l.H} + h_{м.н} = \left( \lambda \frac{l_H}{d_H} + \sum \zeta_M \frac{v_H^2}{2g} \right). \quad (3.35)$$

Если режим ламинарный, то коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  определяем по формуле Дарси (3.6), если режим турбулентный, то по формуле Альтшуля (3.10), но с учетом диаметра  $d_H$ , скорости  $v_H$  и длины  $l_H$  нагнетательного трубопровода.

### 3.3 Определение потребного напора насосной установки

Потребным напором насосной установки называется энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости от самого нижнего уровня (в месте забора) до самого верхнего (центра тяжести выходного сечения или верхнего уровня в приемном резервуаре). Потребный напор, м,

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}}, \quad (3.36)$$

где  $H_{\text{ст}}$  – статический напор, учитывающий затраты энергии для подъема жидкости на высоту  $H_T$  и потерь на преодоление перепада давлений  $p_a$  и  $p_0$  на линиях поверхности жидкости в I и III резервуарах (соответственно для варианта задания А  $p_a = p_0$ ), м,

$$H_{\text{ст}} = H_T + \frac{(p_0 - p_a)}{\rho_0 - \rho_0 g}, \quad (3.37)$$

$H_T$  – геометрическая высота подъема жидкости от линии свободной поверхности в резервуаре II до линии свободной поверхности в резервуаре III;

$H_{\text{дин}}$  – гидравлические потери, учитывающие потери в местных сопротивлениях и потери напора по длине, а также перепад скоростей в случае неравенства диаметров всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Если диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковы, то

$$H_{\text{дин}} = \sum h_{\text{вс}} + \sum h_H, \quad (3.38)$$

Если диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов неодинаковы, то

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_{\text{н}}^2 - v_{\text{вс}}^2}{2g} + \sum h_{\text{вс}} + \sum h_{\text{н}}. \quad (3.39)$$

### 3.4 Истечение жидкости через отверстия и насадки

В инженерных расчетах имеет место рассмотрение истечения жидкости из емкостей и резервуаров через отверстия вертикальным размером  $a$ .

Отверстие считается малым, если его вертикальный размер удовлетворяет условию  $d \leq 0,1H$  (рисунку 3.9).

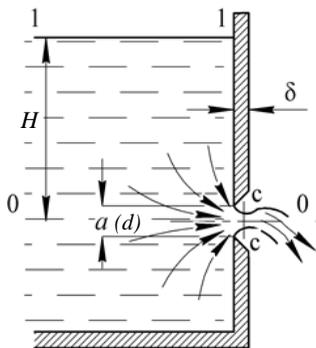


Рисунок 3.9 – Истечение через отверстие в тонкой стенке в атмосферу [3]

#### 3.4.1 Истечение жидкости через малое отверстие в тонкой стенке в атмосферу

В данном случае изменением величины местной скорости по живому сечению вытекающей струи можно пренебречь, т. е.  $v = \text{const}$ .

Стенка считается тонкой, если ее толщина  $\delta$  не влияет на истечение. При истечении струя касается только внутренней кромки стенки. Это имеет место, если  $\delta \leq (1 \dots 1,5) d$  (см. рисунок 3.9).

На начальном участке вытекающая струя сжимается. Это объясняется тем, что радиальное движение вдоль стенки переходит в осевое вдоль струи. Если отверстие находится на достаточно большом расстоянии от боковых стенок и дна резервуара ( $l > 3d$ ), то сжатие будет совершенным, в противном случае сжатие будет несовершенным.

Если отверстие касается одной из боковых стенок или дна резервуара, то сжатие будет неполным.

Основной задачей при истечении является определение величины скорости и расхода, которая решается применением уравнения Д. Бернулли для двух сечений потока реальной жидкости.

В качестве первого сечения принимается поверхность уровня в резервуаре 1–1, второе проходит через сжатое сечение перпендикулярно оси вытекающей струи с–с. Плоскость сравнения совпадает с горизонтальной осью отверстия. Уравнение Д. Бернулли для данных условий примет вид

$$H + \frac{p}{\rho g} = \frac{p}{\rho g} + \frac{\alpha v^2}{2g} + \zeta_{\text{отв}} \frac{v^2}{2g}, \quad (3.40)$$

где  $\zeta_{\text{отв}}$  – коэффициент местного сопротивления входа в малое отверстие.

Сократим левую и правую части уравнения на  $\frac{p}{\rho g}$  с учетом  $\alpha = 1$ , решив уравнение относительно скорости истечения, получим скорость истечения, м/с,

$$v = \sqrt{\frac{2gH}{1 + \zeta_{\text{отв}}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta_{\text{отв}}}} \sqrt{2gH}$$

или

$$v = \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.41)$$

где  $\varphi$  – коэффициент скорости струи при истечении жидкости через малое отверстие;

$\zeta_{\text{отв}}$  – коэффициент местного сопротивления малого отверстия,  $\zeta = 0,6$ .  
Для идеальной жидкости величина скорости, м/с,

$$v_T = \sqrt{2gH}, \quad (3.42)$$

Это выражение носит название формулы Торричелли.

Расход через малое отверстие, м<sup>3</sup>/с,

$$Q = \omega_{\text{стр}} v = \varepsilon_{\text{стр}} \omega_{\text{отв}} \varphi \sqrt{2gH}, \quad (3.43)$$

или

$$Q = \mu \omega_{\text{отв}} \sqrt{2gH}, \quad (3.44)$$

где  $\varepsilon_{\text{стр}} = \frac{\omega_{\text{стр}}}{\omega_{\text{отв}}} = 0,64$  – коэффициент сжатия струи;

$\mu = \varepsilon_{\text{стр}} \varphi = 0,62$  – коэффициент расхода для малого отверстия.

Приведенные значения коэффициентов соответствуют полному и совершенному сжатию струи. В случае неполного и несовершенного сжатия коэффициент скорости возрастает, так как боковые стенки и дно резервуара в этом случае играют роль направляющих, что уменьшает величину коэффициента местного сопротивления и сжатие струи.

Коэффициент расхода равен отношению действительного расхода к теоретическом

$$\mu = \frac{Q}{Q_T}. \quad (3.45)$$

### 3.4.2 Истечение жидкости через насадки

Насадок представляет собой короткую трубку, присоединенную к малому отверстию такого же диаметра. Длина насадка, м, должна подчиняться условию  $L = (3,5 \dots 7)d$ .

Насадки могут иметь различную форму: цилиндрические (внутренние и внешние), конические (сходящиеся и расходящиеся) и коноидальные (выполненные по форме вытекающей струи).

Рассмотрим истечение жидкости через внешний цилиндрический насадок – насадок Вентури (рисунок 3.10).

При выходе из отверстия происходит сжатие струи, которое объясняется резким изменением радиального движения вдоль стенки резервуара на осевое вдоль струи. Затем струя расширяется на расстоянии  $0,1d$ , м, до размеров поперечного сечения насадка.

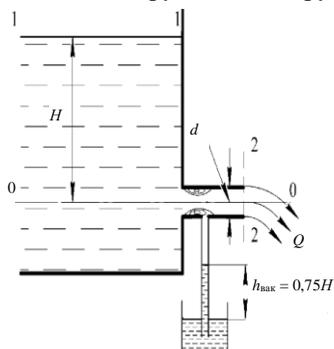


Рисунок 3.10 – Истечение через насадок Вентури [3]

Вокруг сжатого сечения образуется водоворотная зона, давление в которой понижается – наблюдается вакуум, величина которого для цилиндрического насадка достигает значения  $h_{\text{вак}} = 0,75H$  (три четверти от действующего напора).

Благодаря созданию вакуумметрического давления жидкость подтягивается из резервуара, и расход в сравнении с малым отверстием увеличивается. Фактический напор составляет  $1,75H$ .

Величину скорости истечения для насадка Вентури определим используя уравнение Д. Бернулли для сечений 1–1 и 2–2 при плоскости сравнения 0–0 (см. рисунок 3.10):

$$v = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_{\text{нас}}}} \sqrt{2gH} = \varphi_{\text{нас}} \sqrt{2gH}, \quad (3.46)$$

где  $\zeta_{\text{нас}}$  – коэффициент сопротивления насадка, который включает коэффициент сопротивления отверстия, коэффициент расширения струи от площади в сжатом сечении до площади поперечного сечения насадка и коэффициент сопротивления на трение по длине насадка.

Величина расхода,  $\text{м}^3/\text{с}$ ,

$$Q = \varphi_{\text{нас}} \varepsilon \omega \sqrt{2gH} = \mu_{\text{нас}} \omega \sqrt{2gH}, \quad (3.47)$$

где  $\varphi_{\text{нас}} = \frac{1}{\sqrt{\alpha + \zeta_{\text{нас}}}} = 0,82$  – коэффициент скорости;

$\varepsilon = 1$  – коэффициент сжатия струи на выходе из насадка;

$\mu_{\text{нас}} = \varphi_{\text{нас}} \varepsilon = 0,82$  – коэффициент расхода внешнего цилиндрического насадка.

Насадок Вентури при прочих равных условиях увеличивает расход жидкости до 32 % по отношению к отверстию. Это объясняется наличием вакуума в насадке.

При эксплуатации насадок может иметь место срыва вакуума. Насадок теряет свои преимущества в сравнении с малым отверстием в случае, если

- насадок имеет недостаточную длину ( $l < 3d$ );
- напор больше предельного ( $H > H_{пр}$ ). Определяется абсолютным давлением насыщенных паров и для цилиндрического насадка составляет  $H_{пр, \text{цил}} \approx 13,8$  м.

### 3.5 Графическое построение напорной и пьезометрической линий

Напорная линия – это линия, соединяющая полные напоры (полную удельную энергию) в каждом сечении при графическом построении.

Пьезометрическая линия – это линия, соединяющая пьезометрические напоры в каждом сечении при графическом построении.

Замечания к построению напорной и пьезометрической линий:

1 Напорная линия для движения идеальной жидкости всегда горизонтальна. Её нужно провести прежде, чем приступить к построению пьезометрической линии для движения реальной жидкости.

2 Анализируя изменение скорости по длине потока, откладываем вниз от напорной линии величину скоростного напора  $\frac{v^2}{2g}$  и получаем положение пьезометрической линии.

3 Напорная и пьезометрическая линии не пересекаются, однако могут совпадать на участках, где скорости равны нулю.

На миллиметровой бумаге формата А4 в масштабе 1:100 или 1:200 вычерчивается схема насосной установки с указанием всех геометрических размеров напорного всасывающего и нагнетательного трубопроводов.

Весь трубопровод условно разбивается на  $n$  линейных участков, границами которых служат местные сопротивления.

На схеме трубопровода от линии свободной поверхности в резервуаре I по линии всасывающего трубопровода откладываем вниз в масштабе величину потерь на местные сопротивления  $h_{м.вс}$ , а на линии, проходящей через центр насоса (ниже потерь на местные сопротивления), – потери по длине на всасывающем трубопроводе  $h_{l,вс}$ .

От полученной точки по линии, проходящей через центр насоса вверх, в масштабе откладываем значение  $H_{потр}$ .

От полученной точки строим напорную линию, которая получается путем последовательного вычитания (по направлению потока) потерь напора на каждом из участков напорного трубопровода.

Проводим вверх вертикальную линию, перпендикулярную плоскости сравнения, от центра сечения выходного отверстия напорного бака (вход трубопровода в бак III), а затем в бак IV.

Пьезометрическая линия (показывающая изменение гидростатического напора потока) строится путем вычитания скоростного напора в каждом сечении из полного напора потока, соответствующего данному сечению (рисунок 3.11).

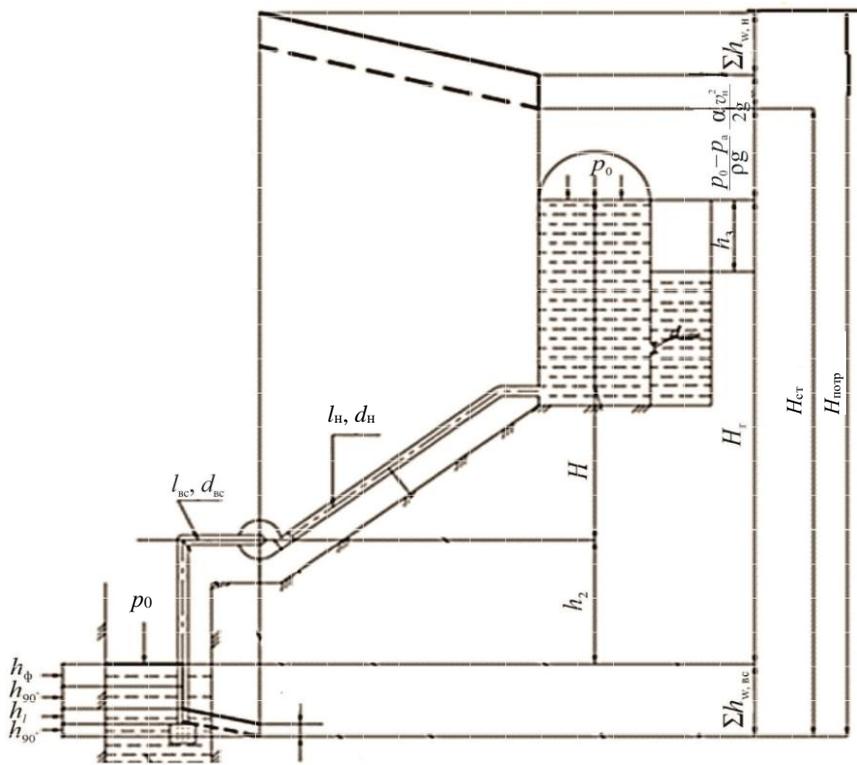


Рисунок 3.11 – Построение напорной и пьезометрической линий

#### 4 ПОДБОР НАСОСА, РАБОТАЮЩЕГО В СИСТЕМЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Выбору марки центробежного насоса в системе водоснабжения должен предшествовать гидравлический расчет трубопроводов и построение трубопроводной характеристики системы, в которой работает данный насос.

##### 4.1 Построение трубопроводной характеристики

Построение трубопроводной характеристики производится согласно уравнению (3.36).

При расчете характеристики трубопровода следует задаваться несколькими значениями  $Q$ , равными 0, 5, 10, 20, 30 (или другими значениями, близкими к заданному  $Q$ ), и для каждого из них вычислить значения  $H_{\text{потр}}$  по следующей схеме:

- 1 Произвести расчет скорости во всасывающем трубопроводе  $v_{\text{вс}}$ , м/с.
- 2 Произвести расчет скорости в нагнетательном трубопроводе  $v_{\text{н}}$ , м/с.
- 3 Рассчитать число Рейнольдса потока жидкости во всасывающем трубопроводе [уравнение (3.8)].
- 4 Рассчитать число Рейнольдса потока жидкости в нагнетательном трубопроводе [(уравнение (3.8)].
- 5 Определить потери напора по длине во всасывающем трубопроводе  $h_{l\text{вс}}$ , м, согласно определенному режиму движения жидкости.
- 6 Определить потери напора по длине в нагнетательном трубопроводе  $h_{l\text{н}}$ , м, согласно определенному режиму движения жидкости.
- 7 Определить потери на местные сопротивления во всасывающем трубопроводе  $h_{\text{м.вс}}$ , м [уравнение (3.13)].
- 8 Определить потребный напор  $H_{\text{потр}}$ , м [уравнение (3.36)].
- 9 Расчеты свести в таблицу 4.1.

Таблица 4.1 – Результаты расчетов для построения трубопроводной характеристики

$Q$ , м <sup>3</sup> /с	$v_{\text{вс}}$ , м/с	$v_{\text{н}}$ , м/с	$Re_{\text{вс}}$	$Re_{\text{н}}$	$h_{l\text{вс}}$ , м	$h_{l\text{н}}$ , м	$h_{\text{м.вс}}$ , м	$h_{\text{м.н}}$ , м	$H_{\text{потр}}$ , м

Построение трубопроводной характеристики  $H_{\text{потр}} = f(Q)$  производится на миллиметровой бумаге.

Так как в случае ламинарного движения напор пропорционален расходу в первой степени (закон Пуазейля), характеристика трубопровода будет иметь вид прямой (рисунок 4.1). В случае турбулентного движения имеет место квадратичная зависимость напора от расхода, поэтому кривая соответствует форме квадратичной параболы. Таким образом, характеристика трубопровода на своем протяжении может меняться, переходя от прямой линии к квадратичной параболе.

Если статический напор [уравнение (3.37)] равен нулю, то имеет место кривая зависимости  $I$  (см. рисунок 4.1). Если статический напор больше нуля, то имеет место кривая зависимости  $3$  (см. рисунок 4.1). Если стати-

ческий напор меньше нуля, то имеет место кривая зависимости 2 (см. рисунок 4.1).

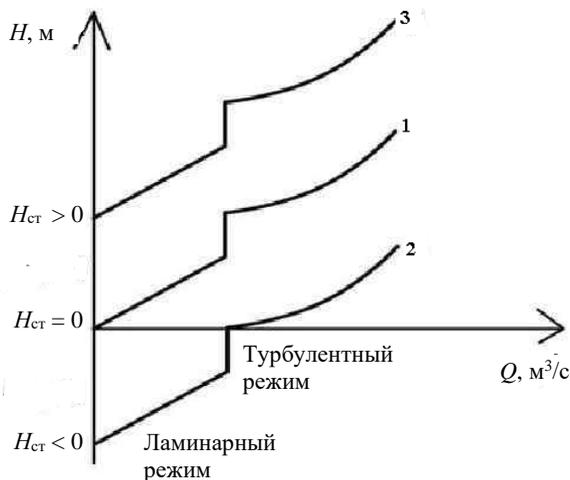


Рисунок 4.1 – Построение трубопроводной характеристики

Крутизна ветви будет повышаться при увеличении потерь напора, и ветвь будет более пологой при снижении потерь напора в трубопроводе, что является более перспективной тенденцией в вопросе энергосбережения при подборе насоса, работающего на водопроводную сеть.

Если имеет место сложный, разветвленный трубопровод, то существует графическое правило сложения для получения суммарной характеристики. При этом в случае параллельного соединения складываются ординаты (расходы по каждому из участков) (рисунок 4.2) при постоянных абсциссах (напорах).

В случае последовательных соединений участков трубопровода складываются напоры при постоянных расходах (см. рисунок 4.2).

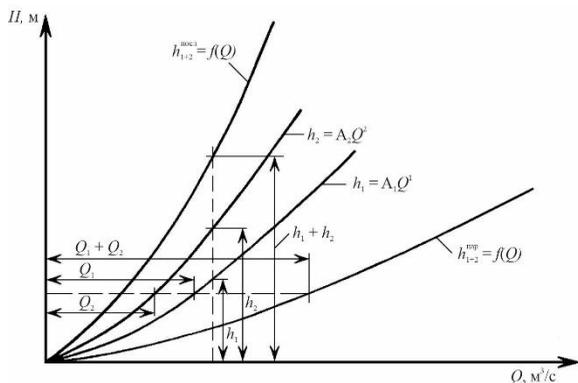


Рисунок 4.2 – Построение суммарной характеристики трубопроводов при последовательном и параллельном соединении трубопроводов

Точка пересечения характеристики насоса  $H$  с характеристикой трубопровода определит рабочую точку насоса  $A_1$ . Соответствующие ей напор  $H_{A_1}$ , подача  $Q_{A_1}$ , КПД насоса  $\eta_{A_1}$  и мощность  $N_{A_1}$  определяются способом, указанным на рисунке 4.3.

При этом цель расчетов состоит в том, чтобы выбранный насос работал на данный трубопровод или на данную сеть экономично, в энергосберегающем режиме. В этом случае КПД насоса будет иметь допустимо максимальное значение.

Напорная характеристика трубопровода определяется геометрической высотой  $H_T$  подачи жидкости, разностью (перепадом) давлений в точке нагнетания жидкости и в точке её всасывания, а также гидравлическими потерями напора во всасывающем и нагнетательном трубопроводах.

На практике напорные характеристики трубопроводов часто получают экспериментальным путем, измеряя, например, с помощью манометров потери напора в трубопроводе при различных расходах жидкости.

Характеристика трубопровода представляет собой графическую зависимость потребного напора  $H$ , м, на входе в данный трубопровод от расхода  $Q$ , м<sup>3</sup>/с, движущейся по трубопроводу жидкости (см. рисунок 4.3).

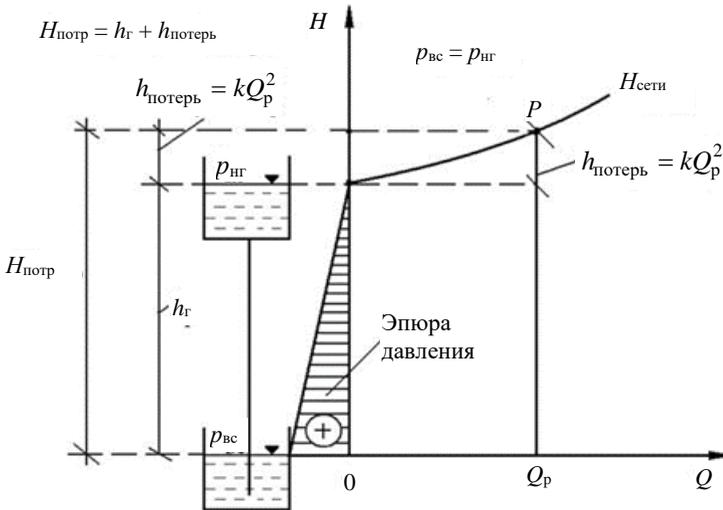


Рисунок 4.3 – Характеристика трубопровода

#### 4.2 Определение рабочей точки насоса

Для определения параметров рабочего режима совместной работы насоса с трубопроводом надо совместить характеристику насоса  $H_n = f(Q)$  с напорной характеристикой трубопровода  $H_{тр} = f(Q)$  (рисунок 4.4).

Для этого обе характеристики должны быть вычерчены в одном масштабе. Точка  $P$  пересечения этих кривых и будет рабочей точкой совместной работы насоса и трубопровода (сети). Она должна соответствовать максимальной производительности насоса, работающего на данный трубопровод при полном открытии задвижки на напорной части трубопровода и постоянном числе оборотов вала насоса.

Если насос спроектирован или подобран для данной сети правильно, то КПД насоса в точке  $P$  должен иметь максимальное значение.

Здесь же необходимо построить графические зависимости мощности от расхода  $N_n = f(Q)$  и зависимость КПД от расхода  $\eta_n = f(Q)$ . Это дает возможность наглядно представить положение рабочей точки  $P$  относительно области максимальных значений КПД насоса (см. рисунок 4.4) и сделать основной вывод о правильности расчета или подбора насоса.

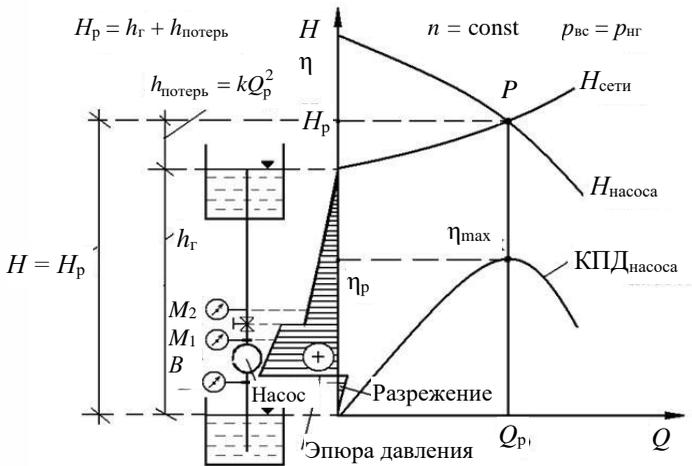


Рисунок 4.4 – Характеристика совместной работы насоса и трубопровода.

### 4.3 Параллельная работа центробежных насосов

Если необходимо увеличить подачу, насосы могут быть установлены параллельно, при этом подачи насосов складываются, а напор остается постоянным.

Характеристики  $H_n = f(Q)$  таких насосов приведены на рисунке 4.5.

Так как насосы одинаковы, то их характеристики совпадают. Для построения суммарной характеристики при параллельной работе двух одинаковых насосов нужно удвоить абсциссы характеристики одного насоса при одинаковых напорах.

При параллельной работе насосов суммарная подача их равна  $Q_{I-II}$ , а напор  $H_1 = H_{II}$ . Кривая  $CE$  – характеристика трубопровода. Напор  $H_1$  и подача  $Q_1$  каждого насоса определяются соответственно ординатой и абсциссой точки 2.

При этом напор каждого насоса численно равен напору, развиваемому обоими насосами, а подача каждого насоса равна половине их суммарной подачи.

В случае, когда в тот же трубопровод подает воду только один насос, режим его работы определяется точкой  $I$ , соответствующей подаче  $Q$  и напору  $H$ . Суммарная подача насосов, работающих параллельно в общую сеть, меньше, чем сумма подач этих насосов при раздельной их работе.

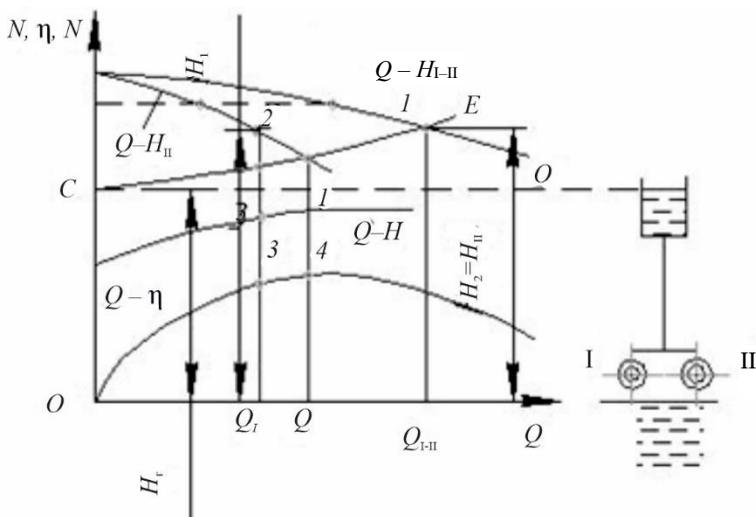


Рисунок 4.5 – Характеристики параллельной работы двух одинаковых насосов

Точка 4 характеризует КПД отдельно работающего насоса. Суммарный КПД определяется при проведении из точки  $E$  прямой, параллельной оси абсцисс, до пересечения с характеристикой  $Q-H$  одного насоса (точка 2).

Через точку 2 проводится прямая, параллельная оси ординат, до пересечения с кривой  $Q-\eta$  в точке 3. КПД двух одинаковых параллельно работающих насосов равен КПД одного насоса и соответствует точке 3.

## 5 ПРИМЕР ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ

**З а д а н и е А.** Гидравлический расчет напорных трубопроводов с самотечным водозабором (см. рисунок 2.1).

Исходные данные:

$Q = 90$  л/с;  $l_{вс} = 51$  м;  $h_1 = 0,32$  м;  $l_{II} = 155$  м;  $p_{вак} = 0,1$  атм.;  $l_1 = 50$  м;  $H = 13$  м;  $t = 20$  °С.

Необходимо:

- определить диаметр самотечной трубы;
- уточнить разность уровней в канале I и колодце II;
- определить высоту установки центра насоса;
- вычислить разницу горизонтов резервуаров III и IV;
- определить потребный напор;
- построить напорную и пьезометрическую линии для всех участков напорных трубопроводов.

Материал труб – сталь, следовательно, эквивалентная шероховатость труб составит  $\Delta_s = 0,5 \text{ мм} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . [2]. Значение коэффициента вязкости кинематической для воды при  $t = 20 \text{ °C}$   $\nu = 0,0101 \text{ Ст} = 0,101 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  [2].

### 1 Гидравлический расчет самотечной трубы

Трубопровод от прибрежного колодца I до резервуара II представляет собой самотечную трубу, пропускающую воду при перепаде уровней  $h_1$ , м.

Диаметр самотечной трубы можно определить из таблиц [1] для гидравлического расчета водопроводных труб, зная гидравлический уклон и расход воды в самотечной трубе.

Средний гидравлический уклон

$$i_{\text{ср}} = h_1 / l_1, \quad (5.1)$$

где  $h_1$  – перепад уровней в резервуарах I и II, м;

$l_1$  – длина самотечной трубы, м.

Тогда гидравлический уклон

$$i_{\text{ср}} = 0,32 / 50 = 0,006.$$

По таблицам [1], согласно заданному расходу  $Q = 90 \text{ л/с}$  и ближайшему меньшему значению уклона  $i_{\text{ср}}$ , подбираем экономичную скорость  $v_1$  и диаметр трубопровода  $d_1$ .

### 2 Определение действительного перепада уровней в I и II резервуаре

Уровень в I резервуаре считаем постоянным. Свяжем уравнением Бернулли сечения 1–1 и К–К, располагая их на уровнях свободной поверхности в I и II резервуаре соответственно, проведя линию сравнения по уровню свободной поверхности в первом резервуаре и считая равной нулю скорость в первом сечении

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_k + \frac{p_k}{\gamma} + \alpha_k \frac{v_k^2}{2g} + \sum_{i=1}^n h_{ni}, \quad (5.2)$$

где  $z_1, z_k$  – ординаты, определяющие высоту положения центра выбранного сечения над горизонтальной плоскостью сравнения 0–0, м;

$\frac{p_1}{\gamma}, \frac{p_k}{\gamma}$  – пьезометрический напор в сечениях 1–1 и К–К, м;

$\alpha_1 \frac{v_1^2}{2g}; \alpha_k \frac{v_k^2}{2g}$  – скоростной напор в сечениях 1–1 и К–К, м;

$\alpha_1, \alpha_k$  – коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность распределения скоростей в соответствующих живых сечениях потока;

$\sum_{i=1}^n h_{ni}$  – сумма потерь напора, м.

После решения уравнения получим

$$h_{\text{действ}} = h_{\text{м}} + h_l, \quad (5.3)$$

где  $h_{\text{м}}$  – местные потери.

$h_l$  – потери напора по длине;

Потери напора по длине, м, рассчитываются по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.4)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – длина трубопровода, м;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\frac{v^2}{2g}$  – скоростной напор в рассматриваемом участке трубопровода, м;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ .

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости  $\Delta_3 / d$ , где  $\Delta_3$  – эквивалентная шероховатость. По таблице А.3 для заданного материала трубопровода выбираем  $\Delta_3$ , мм.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{\phi} d_{\phi}}{\nu}, \quad (5.5)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости. Для воды при  $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $\nu = 0,0101 \text{ см}^2/\text{с} = 0,101 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$  (таблица А.1).

Местные потери напора определяются по формуле Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{v^2}{2g} = (\zeta_{\text{фильтра}} + \zeta_{\text{выхода}}) \frac{v^2}{2g}, \quad (5.6)$$

где  $\zeta_{\text{фильтра}}$ ,  $\zeta_{\text{выхода}}$  – коэффициенты местных сопротивлений, соответственно на входе и выходе трубы.

Расчет перепада уровней в I и II резервуаре дает возможность установить действительный перепад уровней  $h_{\text{действ}}$ , который отличен от заданного  $h_1$  и соответствует выбранному диаметру самоточной трубы.

При заданном расходе  $Q = 90 \text{ л/с}$  и гидравлическом уклоне  $i_{\text{ср}} = 0,006$  по [1] определяем фактический диаметр, который равен  $d_{\phi} = 0,3 \text{ м}$ .

Зная диаметр, можем рассчитать скорость в трубопроводе:

$$v_{\phi} = \frac{4Q}{\pi d_{\phi}^2}, \quad (5.7)$$

$$v_{\phi} = \frac{4 \cdot 90 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,3^2} = 1,18 \text{ м/с.}$$

Определим число Рейнольдса по формуле (5.5)

$$\text{Re} = \frac{1,18 \cdot 0,3}{0,101 \cdot 10^{-4}} = 350495.$$

Определим режим движения жидкости по трубопроводу. Полученные значения числа Рейнольдса трубопровода больше критического значения числа Рейнольдса, значит режим движения турбулентный

$$\text{лам.} < 2320 < \text{турб.}$$

Для турбулентного режима движения коэффициент Дарси определяется по формуле Альтшуля

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_3}{d_{\phi}} + \frac{68}{\text{Re}}}, \quad (5.8)$$

где  $\Delta_3$  – эквивалентная абсолютная шероховатость, м.

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{0,0005}{0,3} + \frac{68}{350495}} = 0,023.$$

Найдем потери напора по длине и местные потери напора

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g} = \frac{0,023 \cdot 51 \cdot (1,18)^2}{0,3 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,28 \text{ м;}$$

$$h_m = \zeta \frac{v^2}{2g} = (\zeta_{\text{фильтра}} + \zeta_{\text{выхода}}) \frac{v^2}{2g} = (12,3 + 0,5) \frac{1,18^2}{2 \cdot 9,81} = 0,85 \text{ м;}$$

$$h_{\text{действ}} = h_m + h_l = 0,85 + 0,28 = 1,13 \text{ м.}$$

*3 Определение диаметра всасывающего трубопровода насосной установки*

Диаметр всасывающего трубопровода насоса  $d_{\text{вс}} = d_1$ . Считаем поток воды из прибрежного резервуара I до напорного резервуара III непрерывным, т. е. во всех напорных трубопроводах системы  $Q = \text{const}$ .

*4 Определение высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности*

Для определения высоты расположения центра насоса над линией свободной поверхности во II резервуаре  $h_2$  свяжем уравнением Д. Бернулли се-

чения 1–1 и 2–2, расположенные по линии свободной поверхности в резервуаре и на входе всасывающего трубопровода в насос.

Далее рассмотрим местные сопротивления во всасывающем трубопроводе. К ним можно отнести два поворота трубопровода на  $90^\circ$ , сопротивление сетки фильтра.

Решим уравнение относительно искомого значения высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности

$$h_2 = \frac{p_a - p_{\text{вак}}}{\gamma} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \left( \lambda \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \zeta_{\text{сетки}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}, \quad (5.9)$$

где  $p_a = 10^5$  Па – нормальное атмосферное давление;

$p_{\text{вак}} = 0,1 \cdot 10^5$  Па.

Скорость во всасывающем трубопроводе

$$v_{\text{вс}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}}^2},$$

$$v_{\text{вс}} = \frac{4 \cdot 90 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,3^2} = 1,18 \text{ м/с.}$$

Теперь определим режим движения по формуле (5.5):

$$\text{Re} = \frac{1,18 \cdot 0,3}{0,101 \cdot 10^{-5}} = 350495.$$

Следовательно, режим турбулентный ( $2320 < 350495$ ).

Для турбулентного режима движения коэффициент Дарси определяется по формуле Альтшуля (5.8)

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{0,0005}{0,3} + \frac{68}{350495}} = 0,023.$$

Для отводов круглого сечения с углом поворота  $\delta = 90^\circ$  и  $R / d \geq 1$  при турбулентном течении

$$\zeta_{90^\circ} = 0,15. \quad (5.10)$$

Теперь определим

$$h_2 = \frac{1 \cdot 10^5 - 0,2 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} - \frac{1,3^2 - 1,18^2}{2 \cdot 9,81} - \left( 0,023 \cdot \frac{51}{0,3} + 12 + 0,15 \cdot 2 \right) \frac{1,18^2}{2 \cdot 9,81} \approx 8 \text{ м.}$$

Определение высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности позволяет определить геометрический напор, который является расстоянием от уровня свободной поверхности в резервуаре I до уровня свободной поверхности в резервуаре III

$$\begin{aligned} H_{\Gamma} &= h_2 + H, \\ H_{\Gamma} &= 8 + 13 = 21 \text{ м.} \end{aligned} \quad (5.11)$$

#### 5 Определение потерь напора во всасывающем трубопроводе

Потери во всасывающем трубопроводе при турбулентном движении жидкости

$$\sum h_{\text{вс}} = \left( \lambda \frac{l_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \zeta_{\text{фильтра}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}; \quad (5.12)$$

$$\sum h_{\text{вс}} = \left( 0,023 \frac{51}{0,35} + 12 + 0,15 + 0,1 \right) \frac{1,18^2}{2 \cdot 9,81} = 1,15 \text{ м.}$$

#### 6 Определение диаметра нагнетательного трубопровода насосной установки

При выборе диаметра нагнетательного трубопровода  $d_{\text{н}}$  допускается соотношение

$$d_{\text{вс}} \geq d_{\text{н}}.$$

#### 7 Определение потерь напора в нагнетательном трубопроводе

Нагнетательный трубопровод – длинный трубопровод. Скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе

$$\begin{aligned} v_{\text{н}} &= \frac{4Q}{\pi d_{\text{н}}^2}; \\ v_{\text{н}} &= \frac{4 \cdot 90 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,3^2} = 1,3 \text{ м/с.} \end{aligned} \quad (5.13)$$

Число Рейнольдса для нагнетательного трубопровода

$$\text{Re} = 350495. \quad (5.14)$$

Определим режим движения жидкости по трубопроводу. Полученные значения числа Рейнольдса трубопровода больше критического значения числа Рейнольдса, значит режим движения турбулентный.

Для турбулентного режима движения коэффициент Дарси определяется по формуле (5.8)

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{0,5 \cdot 10^{-3}}{0,3}} = 0,022.$$

Для длинного нагнетательного трубопровода производим расчет потерь по длине для диаметра напорного трубопровода  $d_n$  и длины  $l_n$ . Далее рассмотрим местные сопротивления в нагнетательном трубопроводе, которые представляют собой потери по длине и потери на местные сопротивления  $h_{м.н}$  в длинном трубопроводе. Тогда общие потери в напорном трубопроводе определим, согласно уравнению

$$\sum h_n = \left( \lambda \frac{l_n}{d_n} + \zeta_{\text{выхода}} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_n^2}{2g}; \quad (5.15)$$

$$\sum h_n = \left( 0,022 \frac{155}{0,3} + 0,5 + 0,15 \right) \frac{1,3^2}{2 \cdot 9,81} = 1,04 \text{ м.}$$

#### 8 Определение потребного напора насосной установки

Потребным напором насосной установки называется энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости от самого нижнего уровня (в месте забора) до самого верхнего (центра тяжести выходного сечения или верхнего уровня в приемном резервуаре). Потребный напор

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}}, \quad (5.16)$$

где  $H_{\text{ст}}$  – статический напор, учитывающий затраты энергии для подъема жидкости на высоту  $H_r$  и потери на преодоление перепада давлений  $p_a$  и  $p_0$  на линиях поверхности жидкости в I и III резервуарах соответственно (для варианта задания А  $p_a = p_0$ );

$$H_{\text{ст}} = H_r + (p_0 - p_a) / \rho g; \quad (5.17)$$

$$p_0 = p_a, \text{ поэтому } H_{\text{ст}} = H_r = 13 + 8 = 21 \text{ м,}$$

$H_{\text{дин}}$  – гидравлические потери, учитывающие потери в местных сопротивлениях и потери напора по длине.

Так как диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковы, то

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_n^2 - v_{\text{вс}}^2}{2g} + \sum h_{\text{вс}} + \sum h_n = \frac{1,3^2 - 1,18^2}{2 \cdot 9,81} + 1,15 + 1,04 = 2,35 \text{ м;} \quad (5.18)$$

$$H_{\text{потр}} = 21 + 2,35 = 23,35 \text{ м.}$$

#### 9 Определение разности горизонтов в резервуарах III и IV

Указанную разность можно вычислить из формулы для определения расхода жидкости

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gh_3}, \quad (5.19)$$

где  $Q$  – расход жидкости, проходящий из резервуара III в резервуар IV, равный производительности насоса;

$\mu$  – коэффициент расхода (для истечения под уровень  $\mu = 0,62$ );

$\omega$  – площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ ;

$g$  – ускорение силы тяжести,  $\text{м}/\text{с}^2$ ;

$h_3$  – разность уровней в резервуарах, м.

Площадь отверстия насадка

$$\omega = \frac{\pi d_n^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} = 0,071 \text{ м}^2; \quad (5.20)$$

$$h_3 = \frac{(90 \cdot 10^{-3})^2}{(0,62 \cdot 0,071)^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 0,21 \text{ м}^2. \quad (5.21)$$

### 10 Определение мощности насосной установки

Различают полезную мощность  $N_p$ , кВт, которая определяется работой насоса, совершаемой им при подъеме жидкости в единицу времени на высоту  $H$ , и мощность, необходимую для приведения в действие насосной установки  $N_{\text{уст}}$ :

$$N_p = \rho g H_{\text{потр}} / 1000 = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 90 \cdot 10^{-3}}{1000} = 21,41 \text{ кВт}. \quad (5.22)$$

### Задание В

В расчетно-графической работе необходимо произвести гидравлический расчет напорных трубопроводов с сифонным водозабором (см. рисунок 2.2).

Из канала I по сифонному водозабору (снабженному фильтром и обратным клапаном) длиной  $l_1$  и диаметром  $d_1$  вода под напором  $h_1$  перетекает в прибрежный колодец II. Высота подъема воды по сифону  $h_0$ .

Из прибрежного колодца II центробежный насос перекачивает воду в открытый резервуар. Всасывающая труба насоса длиной  $l_{\text{вс}}$  снабжена фильтром с обратным клапаном и имеет два поворота с отношением радиуса поворота к диаметру трубы.

Далее по напорному трубопроводу длиной  $l_n$  и диаметром  $d_n$  вода поступает в резервуар III, находящийся под избыточным давлением  $p_0$ . Материал трубопроводов – сталь.

Из резервуара III вода перетекает в резервуар IV через отверстие диаметром  $d_{\text{отв}}$  под действием напора  $h_3$ .

В задании необходимо определить диаметр сифона; разность уровней в канале I и колодце II; проверить возможность подъема воды в сифоне на заданную высоту  $h_0$ ; определить высоту установки центра насоса  $h_2$ , если давление на входе в насос  $p_{\text{вак}} = 0,1$  атм.; вычислить разность горизонтов резервуаров III и IV  $h_3$  и определить мощность насосной установки для всех участков напорных трубопроводов.

Найти гидродинамический потребный напор трубопровода, приведенного на схеме № 2, построить пьезометрическую и напорную линии сифонного водозабора и всасывающего и нагнетательного трубопроводов насосной установки.

### Исходные данные

$Q = 63$  л/с;  $l_{\text{вс}} = 47$  м;  $l = 20$  м;  $h_1 = 0,42$  м;  $d_{\text{вс}} = 300$  мм;  $h_0 = 4$  м;  $d_{\text{н}} = 250$  мм;  $d_{\text{отв}} = 63$  мм;  $l_{\text{н}} = 115$  м;  $h_3 = 3$  м;  $p_{\text{вак}} = 0,1$  атм.;  $h_{\text{вак}} = 0,1$  м;  $p_0 = 20$  м вод. ст.;  $l_1 = 10$  м;  $H = 19$  м;  $t = 20$  °С.

Материал труб – сталь, следовательно, эквивалентная абсолютная шероховатость труб в данной задаче будет равна [2]

$$\Delta_3 = 0,1 \text{ мм} = 0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Для решения потребуется значение кинематического коэффициента вязкости для воды при  $t = 20$  °С, которое возьмем из справочника [2],

$$\nu = 0,0101 \text{ см}^2/\text{с} = 0,101 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Трубопровод от прибрежного колодца I до II представляет собой сифон.

#### 1 Подбор диаметра сифона

Диаметр трубопровода можно определить из таблицы [1] для гидравлического расчета водопроводных труб, зная гидравлический уклон и расход воды в сифоне или самотечной трубе. В свою очередь средний гидравлический уклон можно определить по формуле

$$i_{\text{ср}} = \frac{h_1}{l_1}. \quad (5.23)$$

Применимо к нашей схеме гидравлический уклон

$$i_{\text{ср}} = \frac{0,42}{20} = 0,021.$$

#### 2 Определение действительного перепада уровней в I и II резервуарах

Уровень в I резервуаре считаем постоянным. Свяжем уравнением Бернулли сечения 1–1 и К–К, располагая их на уровнях свободной поверхности в I и II резервуарах соответственно, проведя линию сравнения по уровню свободной поверхности в первом резервуаре и считая равной 0 скорость в первом сечении

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{v_1^2}{2g} = z_k + \frac{p_k}{\gamma} + \alpha_k \frac{v_k^2}{2g} + \sum_{i=1}^n h_{ni}, \quad (5.24)$$

где  $z_1; z_k$  – ординаты, определяющие высоту положения центра выбранного сечения над горизонтальной плоскостью сравнения 0–0, м;

$\frac{p_1}{\gamma}; \frac{p_k}{\gamma}$  – пьезометрический напор в сечениях 1–1 и К–К, м;

$\frac{v_1^2}{2g}; \frac{v_k^2}{2g}$  – скоростной напор в сечениях 1–1 и К–К, м;

$\alpha_1; \alpha_k$  – коэффициенты Кориолиса, учитывающие неравномерность распределения скоростей в соответствующих живых сечениях потока;

$\sum_{i=1}^n h_{ni}$  – сумма потерь напора, м.

После решения уравнения (5.24) получим

$$h_{\text{действ}} = h_{\text{м}} + h_l, \quad (5.25)$$

где  $h_{\text{м}}$  – местные потери, м;

$h_l$  – потери напора по длине, м.

Потери напора по длине рассчитываются по формуле Дарси – Вейсбаха

$$h_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (5.26)$$

где  $\lambda$  – коэффициент гидравлического трения;

$l$  – длина трубопровода, м;

$d$  – внутренний диаметр трубопровода, м;

$\frac{v^2}{2g}$  – скоростной напор в рассматриваемом участке трубопровода, м;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Коэффициент гидравлического трения  $\lambda$  зависит от числа Рейнольдса  $Re$  и относительной шероховатости  $\frac{\Delta_3}{d}$ , где  $\Delta_3$  – эквивалентная шероховатость. По таблице А.3 для заданного материала трубопровода выбираем  $\Delta_3$ , мм.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_{\phi} d_{\phi}}{\nu}, \quad (5.27)$$

где  $\nu$  – кинематический коэффициент вязкости, Ст. Для воды при  $t = 20\text{ }^\circ\text{C}$   $\nu = 0,0101\text{ см}^2/\text{с} = 0,101 \cdot 10^{-5}\text{ м}^2/\text{с}$  (таблица А.1).

Местные потери напора определяются по общему выражению Вейсбаха

$$h_{\text{м}} = \zeta \frac{v^2}{2g} = (\zeta_{\text{фильтр}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{\text{выхода}}) \frac{v^2}{2g}, \quad (5.28)$$

где  $\zeta_{\text{фильтр}}, \zeta_{90^\circ}, \zeta_{90^\circ}, \zeta_{\text{выход}}$  – коэффициенты местных сопротивлений соответственно на входе трубы, повороте трубопровода на  $90^\circ$  и выходе трубы.

Уточнение перепада уровней в I и II резервуаре дает возможность установить действительный перепад уровней  $h_{\text{действ}}$ , который отличен от заданного  $h_1$  и соответствует выбранному диаметру сифона.

При заданном расходе  $Q = 63\text{ л/с}$  и гидравлическом уклоне  $i_{\text{ср}} = 0,021$  по таблицам [1] определяем фактический диаметр, который равен  $d_{\text{ф}} = 0,25\text{ м}$ .

Зная диаметр, можем рассчитать фактическую скорость в трубопроводе, м/с,

$$v_{\text{ф}} = \frac{4Q}{\pi(d_{\text{ф}})^2}; \quad (5.29)$$

$$v_{\text{ф}} = \frac{4 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,25^2} = 1,28\text{ м/с}.$$

Определим число Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{1,28 \cdot 0,25}{0,101 \cdot 10^{-5}} = 3,18 \cdot 10^5.$$

Определим режим движения жидкости по трубопроводу. Полученные значения числа Рейнольдса трубопровода больше критического значения числа Рейнольдса, значит режим движения турбулентный.

Для турбулентного режима движения, когда число Рейнольдса  $\text{Re} > 10^5$ , коэффициент Дарси рассчитывается по формуле Шифринсона [3] или берется из таблицы А.4

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{\Delta_3}{d_{\text{ф}}}}, \quad (5.30)$$

где  $\Delta_3$  – эквивалентная абсолютная шероховатость, м [1];

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,25}} = 0,016.$$

*3 Определение потерь напора в трубопроводе сифонного водозабора*

Потери в трубопроводе можно определить уравнением

$$\sum h_w = h_m + h_l = \left( \frac{\lambda_1}{d_\phi} + \zeta_{\text{фильтр}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{\text{выхода}} \right) \frac{v_\phi^2}{2g}; \quad (5.31)$$

$$\sum h_w = h_m + h_l = \left( \frac{0,016 \cdot 10}{0,25} + 10 + 0,2 + 0,2 + 1 \right) \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 1,19 \text{ м.}$$

Необходимо проверить возможность подъема воды в сифоне на заданную высоту  $h_0$ . Уровень в I резервуаре считаем постоянным. Свяжем уравнением Д. Бернулли сечения 1–1 и М–М, располагая их на уровнях свободной поверхности в I резервуаре и на высоте  $h_0$  соответственно, проведя линию сравнения по уровню свободной поверхности в первом резервуаре и считая равной 0 скорость в первом сечении

$$\frac{p_a}{\rho g} = \frac{h_c + p_{\text{вак}}}{\rho g} + \left( \zeta_{\text{фильтр}} + 2\zeta_{90^\circ} + \frac{\lambda_1}{d_\phi} + \zeta_{\text{вых}} \right) \frac{v_\phi^2}{2g}; \quad (5.32)$$

$$h_0 = \frac{p_a}{\rho g} - \frac{p_{\text{вак}}}{\rho g} - \left( \zeta_{\text{фильтр}} + 2\zeta_{90^\circ} + \frac{\lambda}{d_\phi} + \zeta_{\text{вых}} \right) \frac{v_\phi^2}{2g};$$

$$h_0 = \frac{10^5}{1000 \cdot 9,81} - \frac{0,1 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} - \left( 10 + 2 \cdot 0,2 + 0,016 \cdot \frac{10}{0,25} \right) \cdot \frac{1,28^2}{2 \cdot 9,81} = 6 \text{ м.}$$

По условию  $h_0 = 4$  м, тем самым можно сделать вывод, что поднятие на высоту 4 м возможно.

Скорость во всасывающем трубопроводе

$$v_{\text{вс}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}}^2}; \quad v_{\text{вс}} = 0,89 \text{ м/с.}$$

#### 4 Определение диаметра всасывающего трубопровода насосной установки

Диаметр всасывающего трубопровода насоса. Принимаем  $d_{\text{вс}} = d_1$ . Считаем поток воды из прибрежного резервуара I до напорного резервуара III непрерывным, т. е. во всех напорных трубопроводах системы  $Q = \text{const}$ .

#### 5 Определение высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности

Для определения высоты расположения центра насоса над линией свободной поверхности во II резервуаре  $h_2 = h_{\text{вс}}$  свяжем уравнением Д. Бернулли сечения 1–1 и 2–2, расположенные по линии свободной поверхности в резервуаре и на входе всасывающего трубопровода в насос.

Рассмотрим местные сопротивления во всасывающем трубопроводе. К ним можно отнести два поворота трубопровода на  $90^\circ$ , сопротивление сетки фильтра.

Решим уравнение относительно искомого значения высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности  $h_{\text{вс}}$ :

$$h_2 = \frac{p_a - p_{\text{вак}}}{\gamma} - \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g} - \left( \frac{\lambda_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \zeta_{\text{сетки}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}, \quad (5.33)$$

где  $p_a = 10^5$  Па – нормальное атмосферное давление,  $p_{\text{вак}} = 0,1 \cdot 10^5$  Па (по заданию).

Скорость во всасывающем трубопроводе определим по формуле:

$$v_{\text{вс}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вс}}^2} = \frac{4 \cdot 63 \cdot 10^{-3} Q}{\pi \cdot 0,3^2} = 0,89 \text{ м/с.}$$

Теперь определим режим движения

$$\text{Re} = \frac{0,89 \cdot 3}{0,101 \cdot 10^{-5}} = 2,6 \cdot 10^5.$$

Следовательно, режим турбулентный. Для турбулентного режима движения коэффициент Дарси определяется по формуле Шифринсона (5.30)

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,3}} = 0,015.$$

Для отводов круглого сечения с углом поворота  $\delta = 90^\circ$  и  $\frac{R}{d} = 1$  при турбулентном течении можно воспользоваться эмпирической формулой

$$\zeta_{90^\circ} = 0,051 + \frac{0,19d}{R}. \quad (5.34)$$

Тогда

$$\zeta_{90^\circ} = 0,051 + \frac{0,19 \cdot 1}{6} = 0,11.$$

Определим  $h_{\text{вс}} = h_2$ ,

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{0,8 \cdot 10^5 - 0,1 \cdot 10^5}{1000 \cdot 9,81} - \frac{0,89^2}{2 \cdot 9,81} - \left( \frac{0,015 \cdot 47}{0,3} + 10 + 0,11 + 0,11 \right) \frac{0,89^2}{2 \cdot 9,81} = \\ &= 8,91 \text{ м.} \end{aligned}$$

Определение высоты установки центра насоса над линией свободной поверхности позволяет определить геометрический напор, который являет-

ся расстоянием от уровня свободной поверхности в резервуаре I до уровня свободной поверхности в резервуаре III:

$$H_{\Gamma} = h_2 + H, \quad (5.35)$$

$$H_{\Gamma} = 8,91 + 19 = 27,91 \text{ м.}$$

#### 6 Определение потерь напора во всасывающем трубопроводе

Потери во всасывающем трубопроводе при турбулентном движении жидкости можно определить уравнением

$$\sum h_{\text{вс}} = \left( \frac{\lambda_{\text{вс}}}{d_{\text{вс}}} + \zeta_{\text{фильтр}} + \zeta_{90^\circ} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_{\text{вс}}^2}{2g}, \quad (5.36)$$

$$\sum h_{\text{вс}} = \left( \frac{0,017 \cdot 47}{0,3} + 10 + 0,11 + 0,11 \right) \frac{0,89^2}{2 \cdot 9,81} = 0,61 \text{ м.}$$

#### 7 Определение диаметра нагнетательного трубопровода насосной установки

При выборе диаметра нагнетательного трубопровода  $d_{\text{н}}$  допускается соотношение

$$d_{\text{вс}} \geq d_{\text{н}}. \quad (5.37)$$

Принимаем  $d_{\text{н}} = 0,25 \text{ м.}$

#### 8 Определение потерь напора в нагнетательном трубопроводе

Нагнетательный трубопровод – длинный трубопровод. Скорость движения жидкости в нагнетательном трубопроводе, м/с,

$$v_{\text{н}} = \frac{4Q}{\pi d_{\text{н}}^2}; \quad (5.38)$$

$$v_{\text{н}} = \frac{4 \cdot 63 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,25^2} = 1,28 \text{ м/с.}$$

Число Рейнольдса для нагнетательного трубопровода

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{н}} d_{\text{н}}}{\nu}; \quad (5.39)$$

$$\text{Re} = \frac{1,28 \cdot 0,25}{0,101 \cdot 10^{-5}} = 3,18 \cdot 10^5.$$

Определим режим движения жидкости по трубопроводу. Полученные значения числа Рейнольдса трубопровода больше критического значения числа Рейнольдса, значит режим движения турбулентный.

Для турбулентного режима движения коэффициент Дарси определяется по формуле (5.30)

$$\lambda = 0,114 \sqrt{\frac{0,1 \cdot 10^{-3}}{0,25}} = 0,016.$$

Для длинного нагнетательного трубопровода производим расчет потерь по длине для диаметра напорного трубопровода  $d_n$  и длины  $l_n$ . Далее рассмотрим местные сопротивления в нагнетательном трубопроводе, которые представляют собой потери по длине и потери на местные сопротивления  $h_{м.н.}$ , которые составляют около 10 % от общих потерь в длинном трубопроводе. Тогда общие потери в напорном трубопроводе, м, определим, согласно уравнению:

$$\sum h_n = \left( \frac{\lambda l_1}{d_n} + \zeta_{\text{выхода}} + \zeta_{90^\circ} \right) \frac{v_n^2}{2g}; \quad (5.40)$$

$$\sum h_n = \left( \frac{0,016 \cdot 115}{0,25} + 0,2 + 1 \right) \frac{1,284^2}{2 \cdot 9,81} = 0,72 \text{ м.}$$

### 9 Определение потребного напора насосной установки

Потребным напором насосной установки называется энергия, необходимая для перемещения единицы веса жидкости от самого нижнего уровня (в месте забора) до самого верхнего (центра тяжести выходного сечения или верхнего уровня в приемном резервуаре). Потребный напор

$$H_{\text{потр}} = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}}, \quad (5.41)$$

где  $H_{\text{ст}}$  – статический напор, учитывающий затраты энергии для подъема жидкости на высоту  $H_r$  [формула (3.23)] и потерь на преодоление перепада давлений  $p_a$  и  $p_0$  на линиях поверхности жидкости в I и III резервуарах соответственно (для варианта задания А  $p_a = p_0$ ):

$$H_{\text{ст}} = H_r + \frac{p_0 - p_a}{\rho g}; \quad (5.42)$$

$$H_{\text{ст}} = 27,91 + \frac{2 \cdot 10^5 - 1 \cdot 10^5}{10000 \cdot 9,81} = 37,91 \text{ м;}$$

$H_{\text{дин}}$  – гидравлические потери, учитывающие потери в местных сопротивлениях и потери напора по длине.

Так как диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов одинаковы, то

$$H_{\text{дин}} = \frac{v_n^2 - v_{\text{вс}}^2}{2g} + \sum h_{\text{вс}} + \sum h_n = \frac{1,28^2 - 0,89^2}{2 \cdot 9,81} + 0,61 + 0,72 = 3,46 \text{ м;} \quad (5.43)$$

тогда  $H_{\text{потр}} = 37,91 + 3,46 = 41,37 \text{ м.}$

### 10 Определение разности горизонтов в резервуарах III и IV

Указанную разность можно вычислить из формулы для определения расхода жидкости

$$Q = \mu \omega \sqrt{2gh_3}, \quad (5.44)$$

где  $Q$  – расход жидкости, проходящий из резервуара III в резервуар IV, равный производительности насоса;

$\mu$  – коэффициент расхода (для истечения под уровень  $\mu = 0,62$ );

$\omega$  – площадь поперечного сечения;

$g$  – ускорение силы тяжести;

$h_3$  – разность уровней в резервуарах.

Из формулы (5.41) получим

$$\omega = \frac{\pi d_{\text{отв}}^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,063^2}{4} = 0,0031 \text{ м}^2; \quad (5.45)$$

$$h_3 = \frac{Q^2}{(\mu \omega)^2 2g} = \frac{(63 \cdot 10^{-3})^2}{(0,62 \cdot 0,03)^2 \cdot 9,81} = 1,26 \text{ м}. \quad (5.46)$$

### 11 Определение мощности насосной установки

Различают полезную мощность  $N_p$ , кВт, которая определяется работой насоса, совершаемой им при подъеме жидкости в единицу времени на высоту  $H$ , и мощность, необходимую для приведения в действие насосной установки  $N_{\text{уст}}$

$$N_p = \frac{\rho g Q H_{\text{потр}}}{1000} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 41,37}{1000} = 25,57 \text{ кВт}. \quad (5.47)$$

## ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

### Справочные данные для выполнения расчетов

Таблица А.1 – Зависимость коэффициента кинематической вязкости воды от температуры

$t, ^\circ\text{C}$	0	5	7	10	12
$\nu, \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$	0,0179	0,0152	0,0143	0,0131	0,0124
$t, ^\circ\text{C}$	15	17	20	25	30

$v, \frac{\text{см}^2}{\text{с}}$	0,0114	0,0109	0,0101	0,009	0,008
-----------------------------------	--------	--------	--------	-------	-------

**Таблица А.2 – Коэффициенты местных сопротивлений**

Вид местного сопротивления	$\zeta_m$
Вход в трубу при острых кромках	0,5
Вход в трубу со скругленными кромками	0,05–0,2
Вход в трубу, снабженный сеткой и клапаном	5–10
Выход из трубы под уровень	1,0
Резкий поворот (колена) на 90°	1,1
Плавный поворот трубы (отвод) на 90°	0,15–0,25
Задвижка при полном открытии	0,15
Дисковый затвор при полном открытии	0,1
Вентиль с прямым затвором при полном открытии	5
Предохранительные и обратные клапаны (без учета усилия пружины)	2–3
Фильтр	10

**Таблица А.3 – Эквивалентная шероховатость для труб из различного материала**

Материал трубопровода	Эквивалентная шероховатость $\Delta_s$ , мм
Стекло	0
Трубы, тянутые из латуни, свинца, меди	0–0,002
Высококачественные бесшовные стальные трубы	0,06–0,2
Стальные трубы	0,1–0,5
Чугунные асфальтированные трубы	0,1–0,2
Чугунные трубы	0,2–1,0

**Таблица А.4 – Значения коэффициента гидравлического трения и модуля расхода для круглых труб**

$d$ , мм	50	75	100	150	200	250	300	350	400
$\lambda$	0,0391	0,0349	0,0321	0,0286	0,0263	0,0247	0,0334	0,0224	0,0216
$K$ , м <sup>3</sup> /с	0,0098	0,0287	0,0614	0,1794	0,3837	0,6921	1,1206	1,6842	2,3970

**ПРИЛОЖЕНИЕ Б**  
(обязательное)

**Образец оформления титульного листа  
к расчетно-графической работе № 1**

**Министерство транспорта и коммуникаций Республики Беларусь  
Белорусский государственный университет транспорта**

**Кафедра «Водоснабжение, химия и экология»**

**Расчетно-графическая работа №1  
«Гидравлический расчет напорного трубопровода  
в системе водоснабжения»**

**по дисциплине  
«Механика жидкости и газа»**

**Выполнил студент  
группы СВм – 11  
Иванов А.П.  
Задание А, вариант12**

**Принял преподаватель  
к.т.н., доцент Вострова Р.Н.**

**Гомель  
2025**

Учебное издание

*ВОСТРОВА Регина Николаевна*

ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА  
В СИСТЕМЕ ВОДОСНАБЖЕНИЯ  
Учебно-методическое пособие

Редактор *Д. В. Марцинкевич*  
Технический редактор *В. Н. Кучерова*

Подписано в печать 04.06.2025 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать на ризографе.  
Усл. печ. л. 3,25. Уч.-изд. л. 3,05. Тираж 40 экз.  
Зак. № 1095. Изд. № 2.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Белорусский государственный университет транспорта.  
Свидетельство о государственной регистрации издателя,  
изготовителя, распространителя печатных изданий  
№ 1/361 от 13.06.2014.  
№ 2/104 от 01.04.2014.  
№ 3/1583 от 14.11.2017.  
Ул. Кирова, 34, 246653, Гомель