



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ  
РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**Белорусский национальный  
технический университет**

---

---

**Кафедра «Гидравлика»**

## **СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ**

*Методические указания  
к практическим занятиям*

**Минск  
БНТУ  
2012**

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ  
Белорусский национальный технический университет

---

Кафедра «Гидравлика»

## СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ

Методические указания  
к практическим занятиям  
для студентов специальности  
1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая  
эксплуатация водного транспорта»

Минск  
БНТУ  
2012

УДК 656.61(076.5)(075.8)

ББК 39.42-04

С89

С о с т а в и т е л и :

*И. В. Качанов, В. К. Недбальский*

Р е ц е н з е н т ы :

канд. техн. наук, доцент кафедры «Сопротивление материалов  
машиностроительного профиля» *А. А. Хмельёв,*

канд. техн. наук, доцент кафедры «Гидравлика» *В. В. Кулебякин*

Предлагаемые методические указания предназначены для студентов специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта» и содержат разделы программы дисциплины «Судовые устройства и системы», относящиеся к расчетам рулевого устройства и моментов, действующих на руль, а также к гидравлическому расчету пожарной системы водотушения, которые могут быть рассмотрены при проведении практических занятий.

© Белорусский национальный  
технический университет, 2012

## Введение

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Судовые устройства и системы» предназначены для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта».

Судовые устройства служат для обеспечения необходимых эксплуатационных и навигационных качеств судна. Работа судовых систем обеспечивает живучесть судна, т. е. безопасность плавания и необходимые условия обитаемости.

В методических указаниях изложены примеры расчета рулевого устройства и моментов, действующих на руль, а также пример гидравлического расчета пожарной системы водотушения.

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Судовые устройства и системы» предназначены в первую очередь студентам заочной формы обучения по специальности «Кораблестроение и техническая эксплуатация водного транспорта», а также будут полезны студентам-дипломникам и инженерам водного транспорта при выполнении расчетов моментов, действующих на руль, и гидравлических расчетов пожарных систем водотушения.

## 1. РУЛЕВОЕ УСТРОЙСТВО

### 1.1. Основные зависимости

Руль рассчитывают как крыло в потоке воды за корпусом судна (рис. 1.1).

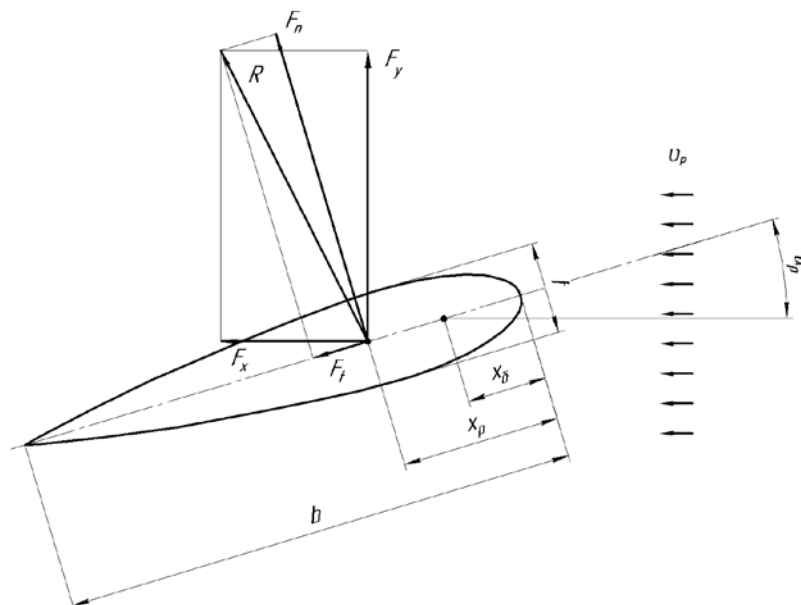


Рис. 1.1. Руль судна в потоке

Введя обозначения:

$v_p, v$  – скорость набегания воды на руль и скорость хода судна;

$S_p$  – площадь пера руля (проекция пера на вертикальную плоскость его симметрии);

$F_y, F_x$  – нормальная к диаметральной плоскости (ДП) судна поперечная сила и профильное сопротивление – сила, параллельная скорости набегающего потока;

$F_n, F_t$  – нормальная сила, перпендикулярная плоскости симметрии руля, насадки и т. п., и тангенциальная сила, лежащая в плоскости симметрии;

$M_p, M$  – момент гидродинамических сил соответственно относительно оси вращения руля и относительно передней кромки пера;

$b = S_p/L$  – средняя ширина руля;

$L$  – размах (высота) пера руля;

$X_p$  – абсцисса центра давления;

$k = x_p/b$  – коэффициент компенсации руля,

можно записать следующие зависимости:

$$\left. \begin{aligned} F_y &= C_y \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p; & F_x &= C_x \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p; \\ F_n &= C_n \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p; & F_t &= C_t \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p; \\ M_p &= C_m \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p \cdot b; & M &= C_m \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p \cdot b; \\ C_M &= C_n(C_p - k) = C_m - C_n k; & C_p &= \frac{x_p}{b}. \end{aligned} \right\} (1.1)$$

Связь между коэффициентами  $C_y, C_x$  и  $C_n, C_t$  устанавливается формулами (1.1). Значения коэффициентов подъёмной силы  $C_y$ , профильного сопротивления  $C_x$ , нормальной  $C_n$  и тангенциальной  $C_t$  сил, момента  $C_m$ , центра давления  $C_p$  определяют в функции угла от угла атаки  $\alpha$  (здесь  $\alpha_p$ ) по кривым продувок (рис. 1.2–1.4).

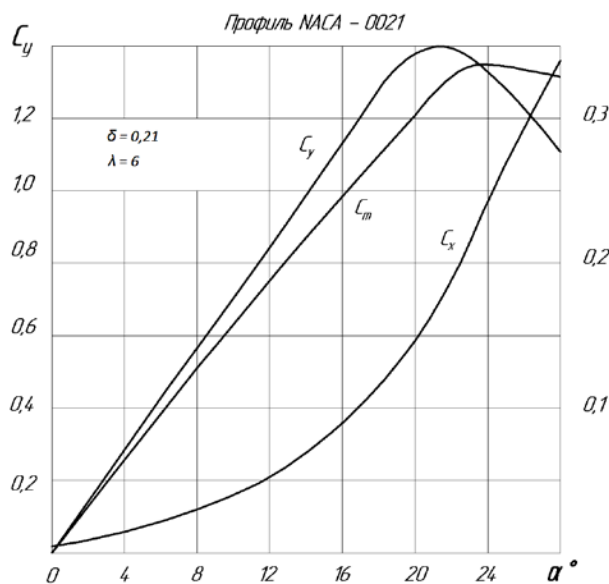


Рис. 1.2. Кривые продувки крыла

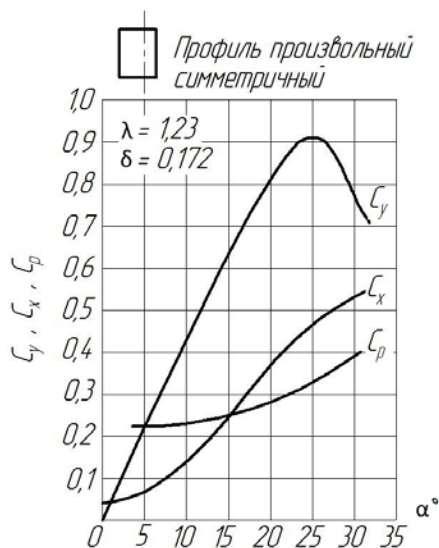


Рис. 1.3. Кривые продувки крыла  
Профиль *NACA - 0018*  $\delta = 0,18; \lambda = 1,5$

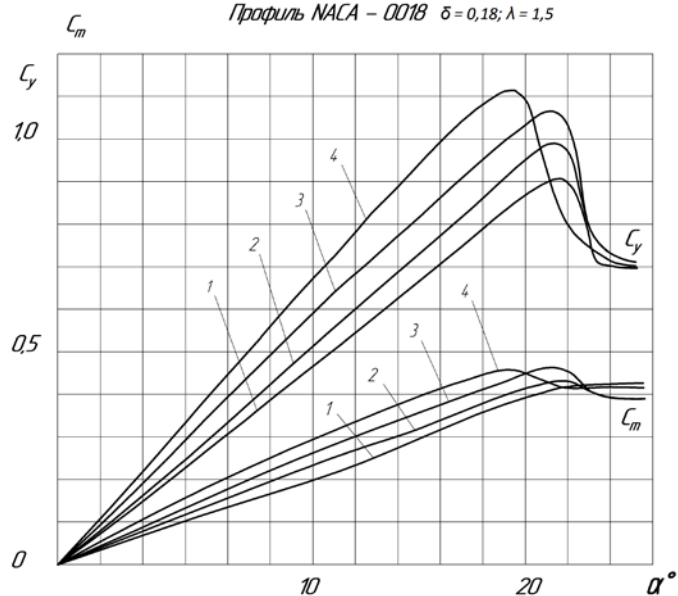


Рис. 1.4. Кривые продувки крыла

Кривые строятся для крыльев различных форм, профилей, относительных размахов  $\alpha = \frac{t}{b}$  и толщин  $\delta = \frac{t}{b}$ . Нередко коэффициенты изображают в виде зависимостей от  $\lambda$ , нанося на график серию кривых для различных углов  $\alpha$  (рис. 1.5).

При наличии только одной пары проекций силы  $R$  другую пару определяют по уравнениям

$$\begin{cases} F_n = R_y \cdot \cos \alpha + F_x \cdot \sin \alpha; \\ F_t = F_x \cdot \cos \alpha + F_y \cdot \sin \alpha; \\ C_n = C_y \cdot \cos \alpha + C_x \cdot \sin \alpha; \\ C_t = C_x \cdot \cos \alpha - C_y \cdot \sin \alpha. \end{cases} \quad (1.2)$$

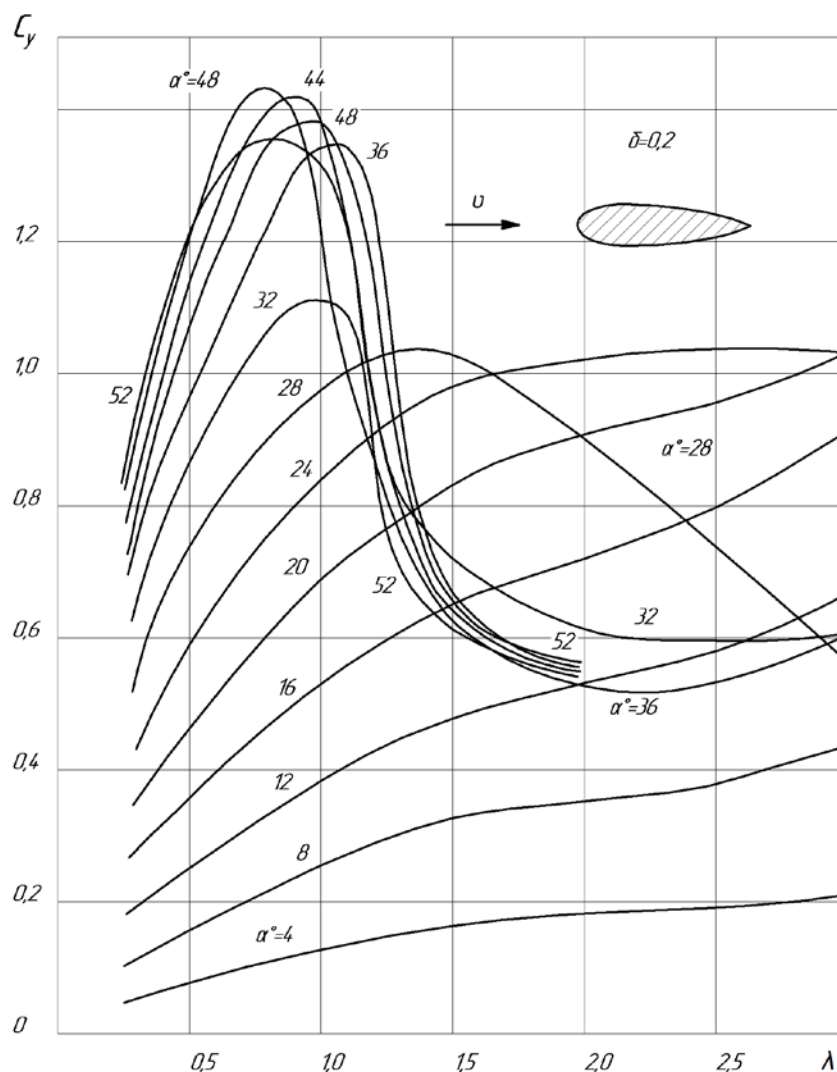


Рис. 1.5. Кривые продувки рулей

Расчётный момент на баллере руля

$$M_{\delta} = \frac{M_{p_{\max}}}{\eta_{\delta}}, \quad (1.3)$$

где  $\eta_{\delta}$  – коэффициент, учитывающий потери на трение в подшипниках руля и баллера; у простых рулей  $\eta_{\delta} = 0,99-0,95$ , у полуподвесных  $\eta_{\delta} \sim 0,85$ .

## 1.2. Примеры решения типовых задач

**Задача 1.1.** Найти наибольшее значение поперечной силы, развиваемой на обтекаемом руле с  $b = 1$  м,  $\lambda = 1,23$ ,  $\delta = 0,172$ , при скорости набегающей воды 8 м/с. Вода морская; кривые продувок – см. рис. 1.3.

### Решение

Поперечная (подъёмная) сила вычисляется по формуле

$$F_y = C_y \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p.$$

Кривая продувки  $C_y(\alpha)$  на рис. 1.3 показывает, что максимальную подъёмную силу руль развивает при повороте на угол  $\alpha = 25^\circ$ , когда  $C_y = 0,92$ .

Площадь пера руля

$$S_p = b \cdot L = \lambda \cdot b^2 = 1,23 \cdot 1^2 = 1,23 \text{ м}^2.$$

Таким образом,

$$F_y = 0,92 \cdot \frac{1}{2} \cdot 1040 \cdot 8^2 \cdot 1,23 = 37650 \text{ Н.}$$

**Задача 1.2.** Для руля, описанного в предыдущей задаче, определить момент на баллере при  $\alpha = 25^\circ$ , если ось вращения отстоит от передней кромки пера на 0,260 м. Принять  $\eta_6 = 0,93$ .

### Решение

Из формул (1.1) и (1.2)

$$M_6 = \frac{1}{\eta_6} \cdot M_p = \frac{1}{\eta_6} \cdot C_n \cdot (C_p - k) \cdot \frac{\rho \cdot v_p^2}{2} \cdot S_p \cdot b.$$

С кривых на рис. 1.3 при  $\alpha = 25^\circ$  снимаем  $C_y = 0,92$ ,  $C_x = 0,45$ ,  $C_p = 0,325$ . Согласно формуле (1.3)

$$C_n = C_y \cdot \cos \alpha + C_x \sin \alpha = 0,92 \cdot 0,906 + 0,45 \cdot 0,422 = 1,02.$$

Коэффициент компенсации

$$k = \frac{x_6}{k} = \frac{0,26}{1,0} = 0,26.$$

Момент на баллере

$$M_6 = \frac{1}{0,93} \cdot 1,02 \cdot (0,325 - 0,260) \cdot \frac{1}{2} \cdot 104 \cdot 8^2 \cdot 1,23 \cdot 1 = 291,8 \text{ кгс} \cdot \text{м.}$$

### 1.3. Задачи

**1.1.** Какую наибольшую поперечную силу развивает руль высотой 7 м, площадью  $S_p$  при скорости набегания воды на перо, равной 3, 12, 18 уз? Вода морская; кривые продувки пера даны на рис. 1.5;  $S_p = 20; 22; 24; 26; 28 \text{ м}^2$ .

**1.2.** Какую наибольшую поперечную силу развивает руль речного теплохода (кривые продувок показаны на рис. 1.5), имеющий площадь  $6 \text{ м}^2$  при высоте 4, 2,5 и 1,5 м?  $v_p = 10; 11; 12; 13; 14 \text{ м/с}$ .

**1.3.** Определить наибольшую подъёмную силу на руле одновинтового морского судна, идущего со скоростью  $v_s$ , при ширине руля 2,2 м, относительном размахе  $\lambda = 1,5$ , диамет-



ре гребного винта 5,3 м (на эту высоту руль попадает в струю винта), упоре винта 10 000 кгс,  $\delta = 0,780$ . Кривые продувок пера без шайб – см. рис. 1.4;  $v_s = 15,5; 16,0; 16,2; 16,7; 17,1$  уз.

**1.4.** Для руля, описанного в предыдущей задаче, вычислить момент на баллере, отвечающий наибольшей подъёмной силе, если  $\eta_6 = 0,94$  и ось баллера отстоит от передней кромки пера на 0,270 м.

**1.5.** Для руля речного теплохода площадью 5,76 м<sup>2</sup>, шириной 2,40 м, осью, отстоящей от передней кромки пера на 0,47 м, построить, используя кривые продувок (рис. 1.5), кривую зависимости момента на баллере от угла перекидки руля; сравнить значения моментов при  $\alpha = 15; 30$  и  $44$ ;  $\eta_6 = 0,95$ ; скорость набегания воды на руль  $v_p = 5,2; 5,6; 6,0; 6,3; 6,6$  м/с.

**1.6.** Для данных предыдущей задачи подсчитать наибольшую нормальную силу, возникающую на руле.

**1.7.** Для руля, описанного в задаче 1.5, вычислить момент на баллере при угле перекидки  $40^\circ$  и  $k = 0; 0,15; 0,30$ .

**1.8.** Найти подъёмную силу и профильное соединение руля речного судна при повороте пера на  $20^\circ$ . Ширина пера руля 1,40 м, относительный размах 1,5, скорость набегания воды на руль 6,1 м/с.

**1.9.** Для руля морского судна, кривые продувки которого даны на рис. 1.3, определить момент на баллере после поворота на угол, отвечающей наибольшей подъёмной силе. Высота руля 4,0 м, скорость набегания потока на руль 8 м/с, ось вращения отстоит от передней кромки на 0,55 м.

**1.10.** Вычислить момент на баллере руля ( $\eta_6 = 0,92$ ) морского двухвинтового судна при площади пера 12,3 м<sup>2</sup> (один руль), угле перекидки  $35^\circ$  на переднем и заднем ходу. Коэффициент компенсации  $k = 0,20$ ,  $\lambda = 2$ , диаметр гребного винта 4,2 м (определяет площадь  $S_B$ )  $\delta = 0,740$ , упор винта 14 тс;  $v = 17; 18; 19; 20; 21$  уз. Профиль НЕЖ – 20 (рис. 1.5)  $v_3 = 0,6v$ .

**1.11.** Определить момент на руле описанного в предыдущей задаче судна, когда оно движется на циркуляции со скоростью 11 уз с углом дрейфа  $8,5^\circ$  и  $\alpha = 35^\circ$ .

**1.12.** Определить опорный момент на руле судна, описанного в задаче 1.10, при изменении направления циркуляции, если руль переложено на противоположный борт на  $35^\circ$ , угол дрейфа  $8,5^\circ$ , скорость судна на циркуляции 11 уз.

**1.13.** Вычислить момент на баллере ( $\eta_6 = 0,93$ ) руля площадью 8,3 м<sup>2</sup>, высотой 4,17 м с коэффициентом компенсации 0,27 при угле перекидки  $28^\circ$  и  $v = 19$  уз. Руль целиком в струе винта; диаметр винта 4,5 м, его упор 9400 кгс;  $\delta = 0,780$ , судно одновинтовое. Сравнить со значениями момента, вычисленным и без учёта влияния корпуса судна и винта. Кривые продувки руля – см. рис. 1.5.

## 2. СИСТЕМА ВОДОТУШЕНИЯ

### 2.1. Назначение системы водотушения

Противопожарная водяная система или система водотушения (СВ) предназначена для тушения пожара струями воды. Помимо прямого назначения система может обеспечивать заборной водой:

- системы водяного орошения, водораспыления, водяных завес, спринклерную и балластную;
- эжекторы осушительной и водоотливной систем;
- трубопроводы охлаждения механизмов.

Кроме того, СВ обеспечивает подачу воды для промывки фекальных цистерн, обмывки якорных цепей и смыва палубы.

Каждое судно должно иметь СВ, состоящую из пожарных насосов, пожарной магистрали с пожарными рожками, заборных трубопроводов с приемными кингстонами, разобщительной арматуры, контрольно-измерительной аппаратуры и пожарных рукавов со стволами.

### 2.2. Основные требования, предъявляемые к системе водотушения

1. Давление в пожарной магистрали не должно превышать 1 МПа (10 атм).
2. Минимальное давление на выходе из ствола должно быть в пределах 0,2–0,28 МПа.
3. Расход воды через ствол должен быть не менее 10 м<sup>3</sup>/час.
4. В закрытых помещениях пожарные рожки устанавливаются на расстоянии 20 м, в открытых – в 40 м друг от друга.
5. Стандартные диаметры насадок – 12, 16, 19 мм.

#### *Устройство и принцип действия системе водотушения*

Приведенная на рис. 2.1 принципиальная схема СВ содержит центробежный пожарный насос 5, закачивающий заборную воду в разветвленный трубопровод. Пожарный насос оснащен байпасным трубопроводом, на котором смонтирован невозвратно-запорный клапан 6, работающий в режиме предохранительного в случае увеличения давления за насосом выше допустимой величины.

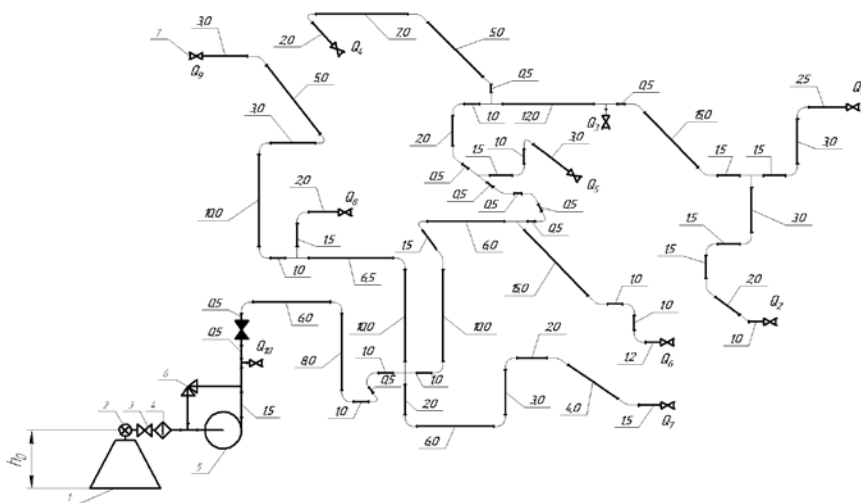


Рис. 2.1. Принципиальная схема водотушения:

- 1 – приемный патрубок; 2 – кингстон; 3 – клинкетная задвижка; 4 – фильтр;  
5 – пожарный насос; 6 – невозвратно-поступательный клапан; 7 – концевой пожарный клапан (цифрами показана длина прямых участков труб в метрах)

Перед пуском насоса производится открытие кингстона 2 и клинкетной задвижки 3. После запуска насоса вода последовательно проходит через приемный патрубок 1, кингстон 2, клинкетную задвижку 3, фильтр 4 и поступает на лопасти насоса в пожарную магистраль, от которой трубопроводы отходят к пожарным рожкам.

### 2.3. Задача

Произвести гидравлический расчет системы водотушения, принципиальная схема которой приведена на рис. 2.1.

Рассчитать гидравлическую характеристику трубопровода.

Осадка судна  $T = 9$  м.

Высота расположения насоса от основной ватерлинии  $h_0 = 2,5$  м.

Диаметр насадок пожарных стволов  $d_0 = 19$  мм.

Давление у концевого клапана  $P_k = 0,32$  МПа.

Условный проход концевого клапана  $D_y = 65$  мм.

Длина шланга  $l = 10$  м.

Система в процессе эксплуатации обеспечивает расходы  $Q_3, Q_8, Q_{10}$ .

Допустимая скорость  $V_0 = 3$  м/с.

Абсолютная шероховатость  $\Delta = 0,3$  мм.

Температура воды  $t = 10$  °С.

Нагнетательную линию насоса (НЛС) будем рассматривать как сложный трубопровод с раздачей жидкости в конечных сечениях ветвей. Целью расчета НЛС является определение расходов  $Q_3, Q_8, Q_{10}$  и давления  $P_A$  на выходе из насоса (рис. 2.2).

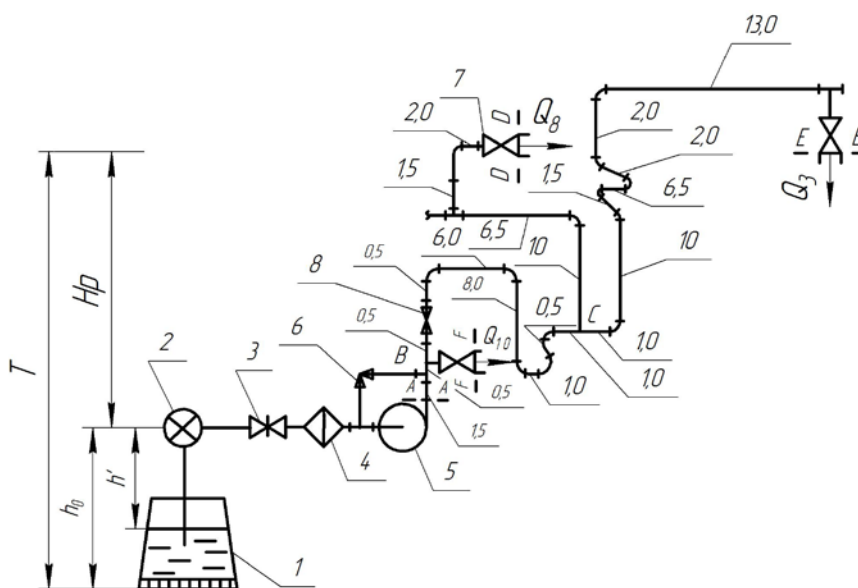


Рис. 2.2. Схема системы водотушения:

- 1 – приемный патрубок; 2 – кингстон; 3 – клинкетная задвижка; 4 – фильтр; 5 – пожарный насос; 6 – невозвратно-поступательный клапан; 7 – концевой пожарный клапан; 8 – проходной невозвратно-поступательный клапан

Расчет НЛС произведем путем перемещения от конечных точек  $E, D, C, B$  к начальному сечению  $A$ .

Для расчета принимаем, что геометрические высоты узлов  $B, C$  и выходных сечений  $E, D, F$  одинаковы и находятся в горизонтальной плоскости.

Кривую потребного напора  $H_{потр}$  для НЛС построим, предварительно выполнив:

- разбивку сложных трубопроводов на ряд простых;
- построение кривых потребного напора каждого из указанных простых трубопроводов.

Из расчетной схемы (см. рис. 2.2) видно, что нагнетательная линия разветвляется в точках  $B$  и  $C$ . К указанным точкам вода подходит с расходами  $(Q_3 + Q_8 + Q_{10})$  и  $(Q_3 + Q_8)$  соответственно.

Для определения указанных расходов задача решается графоаналитическим методом путем составления уравнения для расчета потребного напора в характерных узловых точках трубопровода с последующим графическим построением и сложением кривых потребного напора с учетом последовательного или параллельного соединения трубопроводов.

При движении от конечных сечений к начальному  $A$  сначала рассмотрим гидравлические соотношения в узле  $C$ :

$$H_{\text{потр.}C}^{CD} = (z_D - z_C) + \frac{P_{K,D}}{\rho \cdot g} + k_{CD} \cdot Q_8^m;$$

$$H_{\text{потр.}C}^{CE} = (z_E - z_C) + \frac{P_{K,E}}{\rho \cdot g} + k_{CE} \cdot Q_3^m; \quad (2.1)$$

где  $z_D, z_C, z_E$  – геометрические отметки выбранных сечений; поскольку в исходных данных информация по отметкам отсутствует, то примем, что все отметки одинаковые;

$P_{K,D}$  и  $P_{K,E}$  – давления в концевых клапанах, установленных в сечениях  $D$  и  $E$ ;

$k_{CD}$  и  $k_{CE}$  – сопротивления ветвей  $CD$  и  $CE$ ;

$Q_3$  и  $Q_8$  – расходы соответственно в ветвях  $CE$  и  $CD$ ;

$m$  – показатель степени, определяемый в зависимости от режима течения.

Для расчета сопротивления ветвей  $CD$  и  $CE$  при условии турбулентного режима течения

$$k = \left( \sum \xi_m + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g}, \quad (2.2)$$

где  $\sum \xi_m$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений в данной ветви трубопровода;

$\lambda$  – коэффициент гидравлического трения, зависящий от режима течения и зоны сопротивления при турбулентном режиме течения;

$l, d$  – соответственно длина и диаметр трубопровода.

Для расчета сопротивления ветви  $CE$  найдем суммарную длину прямолинейных участков, включая длину шланга  $l = 10$  м:

$$l_{CE} = 1,0 + 10 + 1,5 + 6,5 + 2,0 + 2,0 + 13,0 + 10 = 46 \text{ м.}$$

На ветви  $CE$  имеется:

– шесть местных сопротивлений типа «колени», для каждого из которых коэффициент местного сопротивления  $\xi_k = 0,2$ ;

– одно ответвление,  $\xi_{\text{отв}} = 0,1$ ;

– одно проходной напорный клапан,  $\xi_{\text{н.к}} = 4,7$ ;

– одно конически-сходящийся насадок пожарного ствола,  $\xi_{\text{н}} = 0,07$ .

Для определения коэффициента гидравлического трения  $\lambda$ , входящего в формулу (2.2), сделаем допущение, что трубопроводы будут работать в зоне квадратичного сопротивления. Для этого случая коэффициент Дарси зависит только от относительной шероховатости и определяется по формуле Шифринсона

$$\lambda_{CE} = 0,11 \cdot \left( \frac{\Delta_3}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left( \frac{0,3}{65} \right)^{0,25} = 0,029;$$

$$k_{CE} = \left( 0,07 + 0,2 \cdot 6 + 0,1 + 4,7 + 0,029 \cdot \frac{46}{0,065} \right) \times \\ \times \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,065^4 \cdot g} = 123330 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^5}.$$

Принимая, что давление у концевого клапана  $P_{K,E} = 0,32$  МПа, по формуле (2.1) найдем величину потребного напора в узле  $C$ , рассчитанному по сопротивлению линии  $CE$ :

$$H_{\text{потр.}C}^{CE} = \frac{0,32 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 9,81} + 123330 \cdot Q_3^2.$$

Проведем расчет ветви  $CD$ . Суммарная длина этой ветви с учетом шланга длиной  $l = 10$  м:

$$l_{CD} = 10 + 6,5 + 1,5 + 2,0 + 10 = 30 \text{ м.}$$

На линии  $CD$  имеются:

- два местных сопротивления типа «колена», для которых  $\xi_{\text{к}} = 0,2$ ;
- одно местное сопротивление типа «ответвление»,  $\xi_{\text{отв}} = 0,1$ ;
- одно концевой клапан,  $\xi_{\text{кл}} = 4,7$ ;
- одно насадок пожарного ствола,  $\xi_{\text{н}} = 0,07$ .

Сопротивление ветви  $CD$ :

$$k_{CD} = \left( 0,2 \cdot 2 + 0,1 + 4,7 + 0,07 + 0,029 \cdot \frac{30}{0,065} \right) \times \\ \times \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,065^4 \cdot 9,8} = 86524 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^5}.$$

Найдем величину потребного напора в узле  $C$ , рассчитанного по сопротивлению ветви  $CD$ :

$$H_{\text{потр.}C}^{CD} = \frac{0,32 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 9,81} + 86524 \cdot Q_3^2 = 32,6 + 86524 \cdot Q_3^2. \quad (2.4)$$

Для узла  $B$  запишем расчетные уравнения:

$$H_{\text{потр.},B} = \frac{P_{K,D}}{\rho \cdot g} + k_{CD} \cdot Q_8^2 + k_{BC} \cdot (Q_8 + Q_3)^2; \quad (2.5)$$

$$H_{\text{потр.},B} = \frac{P_{K,E}}{\rho \cdot g} + k_{CE} \cdot Q_3^2 + (Q_8 + Q_3)^2.$$

Для ответвления  $BF$  в узле  $B$ , по которому проходит расход  $Q_{10}$ , потребный напор

$$H_{\text{потр.},B} = \frac{P_{K,F}}{\rho \cdot g} + k_{BF} \cdot Q_{10}^2.$$

Сопротивление ответвления  $BF$  будет определяться местными сопротивлениями:

- одним ответвлением,  $\xi_{\text{отв}} = 0,1$ ;

- одним концевым клапаном,  $\xi_{\text{ккл}} = 4,7$ ;
- одним насадком пожарного ствола,  $\xi_{\text{н}} = 0,07$ .

Сопротивление ответвления  $BF$  определяется выражением

$$k_{BF} = \left( \xi_{\text{отв}} + \xi_{\text{ккл}} + \xi_{\text{н}} + \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g} =$$

$$= (0,1 + 4,7 + 0,07 + 0,029 \cdot \frac{10}{0,065}) \cdot \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,065^4 \cdot 9,8} = 43283.$$

Тогда

$$H_{\text{потр.,B}}^{BF} = \frac{0,32 \cdot 10^6}{10^3 \cdot 9,81} + 43283 \cdot Q_{10}^2 = 32,6 + 43283 \cdot Q_{10}^2. \quad (2.7)$$

Далее необходимо рассчитать сопротивление линии  $BC$ :

$$l_{BC} = 1,0 + 6,0 + 8,0 + 1,0 + 0,5 + 1,0 = 17,5 \text{ м.}$$

Местными сопротивлениями на линии  $BC$  являются:

- два ответвления в узлах  $B$  и  $C$ ,  $\xi_{\text{отв}} = 0,1$ ;
- пять поворотов типа «колесо»,  $\xi_{\text{к}} = 0,2$ ;
- один невозвратно-запорный клапан,  $\xi_{\text{к}} = 4,7$ .

Тогда сопротивление линии  $BC$ :

$$k_{BC} = (0,1 \cdot 2 + 0,2 \cdot 5 + 4,7 + 0,029 \cdot \frac{17,5}{0,065}) \times$$

$$\times \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,065^4 \cdot 9,8} = 63581 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^5}.$$

Потери напора на линии  $BC$

$$h_{BC} = k_{BC} \cdot (Q_3 + Q_8)^2 = 63543 \cdot (Q_3 + Q_8)^2. \quad (2.8)$$

Принимая во внимание формулы (2.4), (2.5) и (2.8), получим потребный напор в узле  $B$ :

$$H_{\text{потр.,B}}^{BCD} = 32,6 + 86524 \cdot Q_8^2 + 63543 \cdot (Q_3 + Q_8)^2. \quad (2.9)$$

Зная потребный напор в узле  $B$ , определим напор в сечении  $A-A$ :

$$H_{\text{потр.,A}}^{ABCD} = H_{\text{потр.,B}}^{BCD} + k_{AB} \cdot Q_{\Sigma}^2, \quad (2.10)$$

где  $Q_{\Sigma}$  – суммарный расход, проходящий по линии  $AB$ :

$$Q_{\Sigma} = Q_{10} + Q_3 + Q_8.$$

Сопротивление линии  $AB$  обусловлено потерями напора по длине и наличием местного сопротивления – резкого сужения в месте соединения трубопровода  $AB$  диаметром  $d_{AB} =$

100 мм и трубопровода  $BC$  диаметром  $d_{BC} = 65$  мм. Для расчета  $\xi_p$  воспользуемся формулой И.Е. Идельчика:

$$\xi_{p.c} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{S_2}{S_1}\right),$$

где  $S_1$  и  $S_2$  – соответственно площади сечений трубопроводов до и после сужения потока.

$$\xi_{p.c} = 0,5 \cdot \left(1 - \frac{65^2}{100^2}\right) = 0,29.$$

Для дальнейшего расчета линии  $AB$  определим расход  $Q_\Sigma$ , исходя из того, что  $V_{AB} \leq 3$  м/с. Примем для расчета  $V_{AB} = 2,95$  м/с.

Тогда

$$Q_\Sigma = \frac{\pi \cdot d_{AB}^2}{4} \cdot v_{AB} = \frac{3,14 \cdot 0,1^2}{4} \cdot 2,95 = 0,023 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Рассчитаем число  $Re_{AB}$  на линии  $AB$ :

$$Re_{AB} = \frac{v_{AB} \cdot d_{AB}}{\nu} = \frac{2,95 \cdot 0,1}{0,013 \cdot 10^{-4}} = 226923.$$

Установим зону гидравлического сопротивления:

$$500 \cdot \frac{d}{\Delta_3} = 500 \cdot \frac{100}{0,3} = 166666.$$

Таким образом,  $Re_{AB} > 500 \frac{d}{\Delta_3}$ , т. е. течение происходит в зоне гидравлически шероховатых труб и

$$\lambda_{AB} = 0,11 \cdot \left(\frac{0,3}{100}\right)^{0,25} = 0,026.$$

Тогда сопротивление линии  $AB$

$$k_{AB} = (0,29 \cdot 2 + 0,026 \cdot \frac{1,5}{0,1}) \cdot \frac{8}{3,14^2 \cdot 0,1^4 \cdot 9,81} = 562 \frac{\text{с}^2}{\text{м}^5}.$$

Характеристика трубопровода  $AB$

$$h_{AB} = 562 \cdot Q_\Sigma^2. \quad (2.11)$$

Поскольку  $Q_\Sigma = 0,023$  м<sup>3</sup>/с, то

$$h_{AB} = 562 \cdot 0,023^2 = 0,3 \text{ м}.$$

Учитывая уравнения (2.9), (2.10), (2.12), получим, что потребный напор в сечении  $A$ :

$$H_{\text{потр.,A}}^{ABCD} = 32,6 + 86524 \cdot Q_8^2 + 63543 \cdot (Q_3 + Q_8)^2 + 562 \cdot Q_3^2. \quad (2.12)$$

Дальнейшее решение задачи, связанное с определением  $H_{\text{потр.,A}}$  и расходов  $Q_3$ ,  $Q_8$ ,  $Q_{10}$  осуществим с помощью графического метода. Этот метод основан на построении кривых потребного напора и характеристик трубопровода с последующим графическим сложением указанных кривых и учетом типа соединения трубопроводов. Используя уравнения (2.3), (2.4), (2.7), (2.8), (2.11), в табличной форме получим данные, необходимые для построения соответствующих графиков.

Таблица 2.1

Результаты расчета потребного напора  $H_{\text{потр.,C}}^{CE}$   
по уравнению (2.3)

1	$H_{\text{потр.,C}}^{CE} = 32,6 + 103417 \cdot Q_3^2, \text{ м}$						
2	$Q_3, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
3	$H_{\text{потр.,C}}^{CE}$	32,6	35,18	42,98	55,26	73,96	97,23

Таблица 2.2

Результаты расчета потребного напора  $H_{\text{потр.,C}}^{CD}$   
по уравнению (2.4)

1	$H_{\text{потр.,C}}^{CD} = 32,6 + 86640 \cdot Q_8^2, \text{ м}$						
2	$Q_8, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
3	$H_{\text{потр.,C}}^{CD}$	32,6	34,18	41,46	52,54	68	88

Таблица 2.3

Результаты расчета потребного напора  $H_{\text{потр.,B}}^{BF}$   
по уравнению (2.7)

1	$H_{\text{потр.,B}}^{BF} = 32,6 + 44103 \cdot Q_{10}^2, \text{ м}$						
2	$Q_{10}, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
3	$H_{\text{потр.,B}}^{BF}$	32,6	33,76	37,00	42,5	50,24	60,16

Таблица 2.4

Результаты расчета характеристики трубопровода  $BC$   
по уравнению (2.8)

1	$h_{BC} = 64511 \cdot (Q_3 + Q_8)^2, \text{ м}$						
2	$Q_3 + Q_8$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
3	$h_{BC}, \text{ м}$	0	1,61	6,45	14,5	25,8	40,3

Таблица 2.5

Результаты расчета характеристики трубопровода  $AB$   
по уравнению (2.11)



1	Вид уравнения	$h_{AB} = 562 \cdot Q_{\Sigma}^2, \text{ м}$					
2	$Q_{\Sigma}, \text{ м}^3/\text{с}$	0	0,005	0,01	0,015	0,02	0,025
3	$h_{AB}, \text{ м}$	0	0,014	0,056	0,126	0,22	0,35

Откладывая приведенные в табл. 2.1–2.5 данные, производим построение кривых потребного напора 1, 2, 6 и характеристик 4, 8 трубопроводов *BC* и *AB* с последующим графическим их суммированием (рис. 2.3).

При этом суммирование кривых потребного напора 1, 2 ветвей *CE* и *CD* осуществляется по правилу сложения расходов при постоянном значении напора. Полученная при этом кривая 3 характеризует зависимость потребного напора от расхода для разветвленного участка *CDE*. Графическое суммирование кривых 3, 4 выполняется по закону последовательного соединения (т. е. суммирование напоров при постоянном расходе) трубопроводов, что позволяет получить кривую 5 потребного напора  $H_{\text{потр.,B}}^{BCDE}$  для участка *BCDE*.

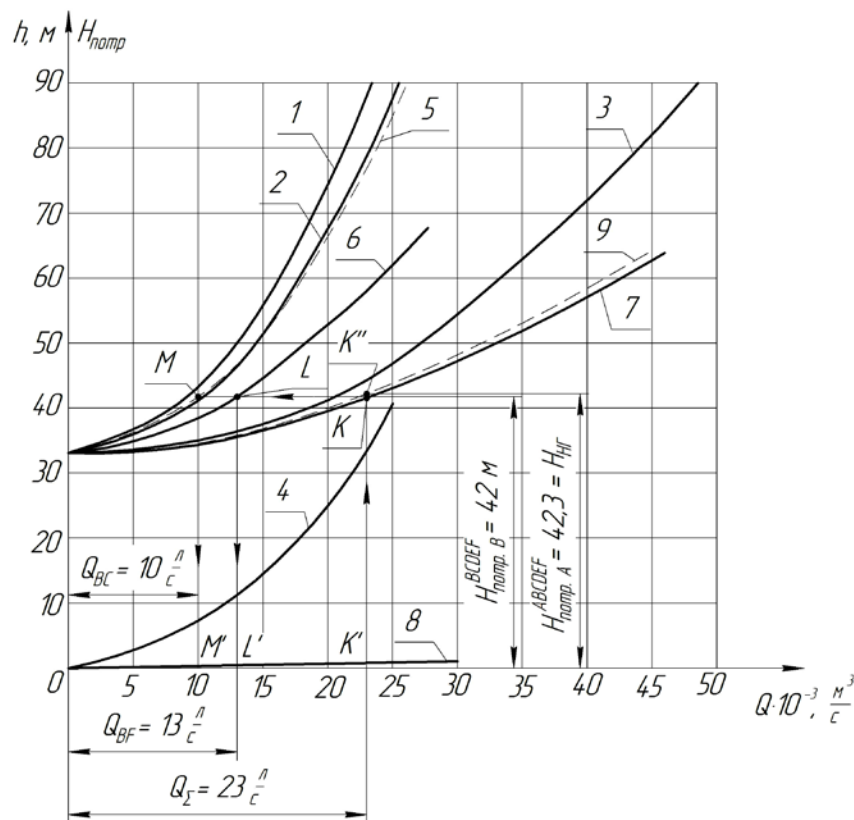


Рис. 2.3. Кривые потребных напоров и характеристик трубопроводов *CB*

Графическое суммирование кривых 5, 6 по правилу параллельного соединения трубопроводов позволяет получить кривую 7 потребного напора  $H_{\text{потр.,B}}^{BCDEF}$  для объединения участков *BCDEF*.

Последующее графическое суммирование соединенных последовательно участков *BCDEF* (кривая 7) и *AB* (кривая 8) позволяет получить кривую 9 потребного напора  $H_{\text{потр.,A}}^{ABCDEF}$  для всей линии *ABCDEF*.

С помощью построенных на рис. 2.3 кривых потребного напора определяем потребный напор в сечении *A–A* на выходе из насоса, а также расходы  $Q_{BF}$  и  $Q_{BC}$  соответственно в линиях *BF* и *BC*.

По оси абсцисс откладывается суммарный расход  $Q_{\Sigma} = 23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  (точка  $K'$ ). Затем из точки  $K'$  до пересечения с кривой 9 проводится перпендикулярная линия  $K'K''$ . Полученная при этом длина перпендикуляра будет соответствовать потребному напору  $H_{\text{потр.,A}}^{ABCDEF}$ . Обозначим этот напор сокращенно  $H_{\text{нг}} = 42,3 \text{ м}$ .

По расходу  $Q_{\Sigma} = 23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  найдем потребный напор в узле  $B$   $H_{\text{потр.,B}}^{BCDEF}$  для объединенного участка  $BCDEF$ . Этот напор будет соответствовать длине перпендикуляра  $K'K$ . Точка  $K$  на кривой 7 показывает, что в узле  $B$  расход  $Q_{\Sigma} = 23 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}$  и этому расходу соответствует потребный напор

$$H_{\text{потр.,B}}^{BCDEF} = 42 \text{ м (см. рис. 2.3)}.$$

Затем, проведя горизонтальную секущую линию при  $H_{\text{потр.,B}}^{BCDEF} = 42 \text{ м}$ , найдем точки  $L$ ,  $M$  пересечения ее с кривыми 6 и 5. Проекции  $L'$  и  $M'$  на ось абсцисс дают расходы  $Q_{BF} = 13 \text{ л/с}$  и  $Q_{BC} = 10 \text{ л/с}$  соответственно в трубопроводах  $BF$  и  $BC$ .

Расход  $Q_{BF}$  представляет собой расход  $Q_{10}$  в нагнетательной линии  $CB$ , т. е.

$$Q_{BF} = Q_{10} = 13 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

В то же время

$$Q_{BC} = Q_3 + Q_8.$$

Воспользуемся уравнением (2.12):

$$H_{\text{потр.,A}}^{ABCD} = 32,6 + 88640 \cdot Q_8^2 + 64511 \cdot (Q_3 + Q_8)^2 + 62 \cdot Q_{\Sigma}^2;$$

$$42,3 = 32,6 + 88640 \cdot Q_8^2 + 64511 \cdot (10 \cdot 10^{-3})^2 + 562 \cdot (23 \cdot 10^{-3})^2;$$

$$Q_8 = 5,7 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 5,7 \frac{\text{л}}{\text{с}}.$$

Учитывая, что расход  $Q_{BC} = 10 \frac{\text{л}}{\text{с}}$ , найдем расход

$$Q_3 = Q_{BC} - Q_8 = 4,3 \frac{\text{л}}{\text{с}}.$$

Следовательно, при помощи графического метода мы определили

$$Q_3 = 4,3 \frac{\text{л}}{\text{с}}, Q_8 = 5,7 \frac{\text{л}}{\text{с}}, Q_{10} = 13 \frac{\text{л}}{\text{с}}, H_{\text{потр.,A}} = 42,3 \text{ м}.$$

При подключении шлангов длиной  $l = 10 \text{ м}$  и диаметром  $d = 65 \text{ мм}$  дальность отлета струи  $x$  можно рассчитать по формуле

$$x = \varphi \cdot 2 \cdot \sqrt{H_0 \cdot y},$$

где  $\varphi = 0,97$  – коэффициент скорости для конически сходящегося насадка;

$H_0$  – напор на входе в насадок, определяемый по давлению на концевом клапане ( $P_k = 0,32 \cdot 10^6$  Па):

$$H_0 = \frac{P_k}{\rho \cdot g} = 32,6 \text{ м};$$

$y$  – расстояние по вертикали от выходного сечения насадка до участка поверхности, на которой тушится пламя:

$$y \approx 1,35 \text{ м.}$$

Тогда

$$x = 0,97 \cdot 2 \cdot \sqrt{32,6 \cdot 1,35} = 12,87 \text{ м,}$$

что соответствует нормам Правил Речного регистра РФ.

## Литература

1. Шмаков, М.Г. Судовые устройства / М.Г. Шмаков. – Л., 1971. – 304 с.
2. Овчинников, И.Н. Судовые системы и трубопроводы / И.Н. Овчинников, Е.И. Овчинников. – Л., 1976. – 328 с.

## Оглавление

Введение .....	3
1. Рулевое устройство .....	4
1.1. Основные зависимости.....	4
1.2. Примеры решения типовых задач.....	9
1.3. Задачи.....	10
2. Система водотушения .....	13
2.1. Назначение системы водотушения .....	13
2.2. Основные требования, предъявляемые к системе водотушения.....	13
2.3. Задача .....	14
Литература .....	29

Учебное издание

## **СУДОВЫЕ УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ**

Методические указания  
к практическим занятиям  
для студентов специальности  
1-37 03 02 «Кораблестроение и техническая  
эксплуатация водного транспорта»

С о с т а в и т е л и :  
КАЧАНОВ Игорь Владимирович  
НЕДБАЛЬСКИЙ Викентий Константинович

Редактор *Т. Н. Микулик*  
Компьютерная верстка *Д. К. Измайлович*

Подписано в печать 29.12.2010. Формат 60×84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага офсетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 1,8. Уч.-изд. л. 1,41. Тираж 100. Заказ 1105.  
Издатель и полиграфическое исполнение: Белорусский национальный технический  
университет. ЛИ № 02330/0494349 от 16.03.2009. Пр. Независимости, 65. 220013, г. Минск.