

Тема: Основы теории и расчет дренапромывочного оборудования.

1. Расчет основных параметров реактивной головки и шланга.
2. Гидравлические расчеты.

1. Расчет основных параметров реактивной головки и шланга.

Расчетная схема к определению основных параметров реактивной головки и шланга дренапромывочной машины приведена на рис. 1.

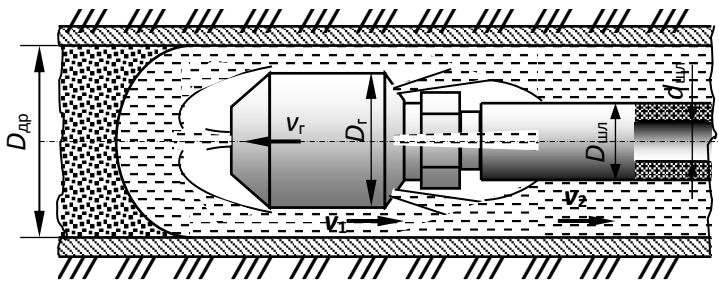


Рис. 1. Расчетная схема к определению параметров реактивной головки и шланга

Наиболее тяжелыми условиями для промывки являются такие, при которых поперечное сечение дрены полностью заилено и движение воды в дрене отсутствует. В таком случае расход воды через сопла головки $Q_г$ можно определить из условия обеспечения необходимой скорости течения воды в зазоре между дренажной трубой и шлангом по формуле

$$Q_г = \pi(D_{др}^2 - D_{шл}^2)v_2 / 4, \quad (1)$$

где $D_{др}$ – внутренний диаметр дрены;

$D_{шл}$ – наружный диаметр шланга;

v_2 – скорость движения воды в зазоре между дренажной трубой и шлангом.

Значение $D_{др}$ обычно превышает 30 мм и указывается в задании на проектирование.

Шланги изготавливают из гладких полиэтиленовых или резиновых труб. Внутренний диаметр шланга $d_{шл}$ (в мм) можно определить по формуле

$$d_{шл} \approx 10 \sqrt{D_{др}}. \quad (2)$$

В формулу (2) $D_{др}$ подставляют в сантиметрах.

Размер $d_{шл}$ желательно согласовывать со стандартным и принять толщину стенки $\delta_{ст}$ (в мм), ориентируясь на зависимость

$$\delta_{ст} \approx \sqrt[3]{d_{шл}}, \quad (3)$$

что позволит получить или принять и необходимый размер $D_{шл}$. У известных машин значение $D_{шл}$ находится в пределах 16...40 мм. Увеличение $D_{шл}$ ведет к уменьшению зазора между дренажной трубой и шлангом и соответствующему увеличению скорости течения воды.

Скорость течения v_2 должна быть достаточной для уноса из дрены размытых струями воды отложений без их оседания в дрене, т. е. без повторного ее заиливания. Завышенные скорости v_2 ведут к повышению энергоемкости процесса очистки, поэтому скорость течения воды можно принимать в пределах 0,3...0,8 м/с. Меньшие значения принимаются для коллекторов и дрен большого диаметра.

Формулу (1) можно использовать для расчета необходимого расхода Q_{Γ} или необходимой подачи насоса $Q_{\text{н}}$.

Расход воды через сопла головки составляет 0,8...2,8 л/с при промывке дрен и до 10,5 л/с при промывке коллекторов и дрен большого диаметра дренажных систем зоны орошения.

Расход воды через переднее сопло $Q_{\text{п}}$ составляет (0,06...0,12) Q_{Γ} .

Основные характеристики известных дренапромывочных машин приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные характеристики дренапромывочных машин

Марка машины	Рабочий напор, МПа	Подача насоса, л/мин	Внутренний диаметр шланга, мм	Длина промываемой дрены, м	Максимальный диаметр промываемых дрен, мм	Масса без трактора и цистерны, кг
1	2	3	4	5	6	7
Д-910 и МР-18	2	85	20 и 26	120 и 150	200	650
ДП-10	10	120	25	200	500	2400 с цистерной
ПДТ-125	1,8	630	38	125	250	1050
АДПН-250	1		25,4	275	250	–
УПД-120	5	120	17	300	250	730
Senior	6	125	27	300	–	660
S-S Engineering Type-Professional	3,5	140	27	300	300 и 600	500
S-S Engineering Type-MD	5	120	–	100	200	250
S-S Engineering Type-MD80	8	164	–	100, 150, 200, 300	250	300

Основным геометрическим параметром дренапромывочной головки является ее наружный диаметр D_{Γ} . Его значение можно определить исходя из того, что в зоне размывания наносов не должно создаваться избыточное статическое давление, препятствующее поступательному движению головки. Это условие будет выполнено, если скорость потока в щели между головкой и дренай v_1 не превысит скорость v_2 . При условии полного заиливания дрены или ее заполнения отложениями и дренируемой водой, что в качестве расчетной модели можно также рассматривать как полностью заиленную дренаю, значение v_1 рассчитывают следующим образом:

$$v_1 = (Q_{\text{гр}} + Q_{\text{п}}) / A_{\text{щ}}, \quad (4)$$

где $Q_{\text{гр}}$ – производительность дренапромывочной машины по грунту;

$A_{щ}$ – площадь поперечного сечения круговой щели между дренажной трубкой и головкой.

Значение $Q_{гр}$ при полностью заиленной дрене можно рассчитать по формуле

$$Q_{гр} = \pi D_{др}^2 v_{г} / 4, \quad (5)$$

где $v_{г}$ – рабочая скорость продвижения головки вдоль дрены.

Предварительно $v_{г}$ можно принять равной 0,1...0,2 м/с, а при принудительном проталкивании шланга по дрене – до 0,5 м/с.

Очевидно, что $A_{щ}$ в формуле (4) рассчитывается как площадь кольца:

$$A_{щ} = \pi(D_{др}^2 - D_{г}^2) / 4. \quad (6)$$

Учитывая необходимое соотношение скоростей v_1 и v_2 , а также формулы (1)–(6), можно записать:

$$4 (\pi D_{др}^2 v_{г} / 4 + Q_{п}) / \pi (D_{др}^2 - D_{г}^2) \leq v_2. \quad (7)$$

Отсюда

$$D_{г} \leq \sqrt{D_{др}^2 - 4(Q_{п} + Q_{г}) / \pi v_2}, \quad (8)$$

Головки, предназначенные для промывки дрен, более 5 % поперечного сечения которых заилены, имеют обычно одно фронтальное отверстие и 2–8 задних. Расчетная схема головки типичной конструкции приведена на рис. 2.

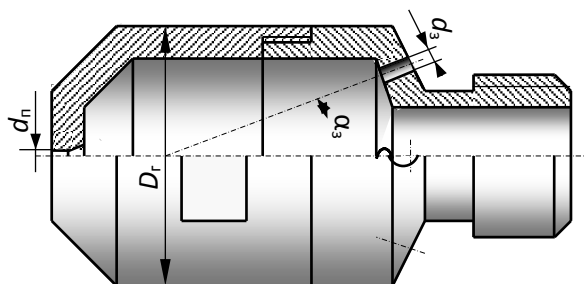


Рис. 2. Расчетная схема к определению параметров реактивной головки

Диаметр переднего отверстия $d_{п}$ обычно находится в пределах 1,5...3 мм, диаметр задних отверстий d_3 зависит от их числа $n_{от}$. Для обеспечения минимальной энергоемкости процесса промывки при выборе диаметра задних отверстий головки, предназначенной для промывки дрен диаметром менее 10 см, можно воспользоваться данными табл. 2, если принято $d_{п} \approx 1,5$ мм.

Таблица 2. Рекомендуемые диаметры задних отверстий промывочной головки

Число отверстий	2	3	6
Диаметр отверстия, мм	2,7...3,7	2,2...2,7	1,0...1,5

Размер $d_{п}$ можно предварительно оценить из условия обеспечения необходимой скорости истечения струй $v_{и}$:

$$d_{\text{п}} = \sqrt{4Q_{\text{п}} / \pi v_{\text{н}}} . \quad (9)$$

Значение $v_{\text{н}}$ принимается равным 30...55 м/с. Для переднего отверстия целесообразно принимать скорости истечения ближе к большим значениям. После расчета и принятия значения $d_{\text{п}}$ можно предварительно, ориентируясь на данные табл. 2, принять диаметр задних отверстий d_3 . При этом должно соблюдаться условие $d_3 > d_{\text{п}}$. Далее следует определить необходимую суммарную площадь задних отверстий A_3 , имея в виду, что расход через них $Q_3 = Q_{\text{г}} - Q_{\text{п}}$.

Значение A_3 рассчитывают по формуле

$$A_3 = Q_3 / v_{\text{н}} . \quad (10)$$

Здесь скорость истечения принимается по вышеприведенной рекомендации, но меньше скорости для переднего отверстия. Имея значения A_3 и d_3 , можно определить необходимое число задних отверстий $n_{\text{от}}$.

Окончательно $n_{\text{от}}$ и d_3 определяются после гидравлических расчетов. У основной головки машины ПДТ-125 всего пять отверстий. Диаметр переднего отверстия равен 6 мм, задних – 7 мм. У дренапромывочной машины УПД-120 диаметр переднего осевого отверстия составляет 2,5 мм, передних наклонных – 2 мм, задних – 2,5 мм. Передние отверстия отклонены от вертикали на 30° , задние – от оси на 30° . Количество передних наклонных отверстий – 3, задних – 6 шт.

Угол наклона задних отверстий $\alpha_{\text{н}}$ к оси головки, по рекомендации А. А. Машенского, принимается равным 12° , хотя может быть до 20° и более. Существуют головки с углом наклона отверстий до 75° , предназначенные для очистки дрен большого диаметра и трубопроводов.

Внутренний диаметр штуцера, соединяющего напорный шланг с головкой, на 4...5 мм меньше внутреннего диаметра шланга.

Если дрена заилена менее чем на 5 %, может использоваться головка без переднего отверстия.

Длина шланга $L_{\text{шл}}$ принимается с учетом ожидаемой длины промываемой дрены и запаса (около 10...15 м), учитывающего расстояние от устья дрены до барабана (катушки) дренапромывочной машины. У существующих дренапромывочных машин $L_{\text{шл}} = 100...300$ м.

2. Гидравлические расчеты.

Известные дренапромывочные машины имеют достаточно разнообразные технические показатели (см. табл.1). Обеспечение работоспособности дренапромывочного оборудования во многом зависит от правильно подобранного насоса, обеспечивающего забор воды и ее подачу по напорному шлангу к реактивной головке.

По мере движения воды к отверстиям реактивной головки давление падает. Уравнение для расчета общих потерь напора $H_{\text{об}}$ (в м) на пути от насоса до выхода воды из промывочной головки можно записать в следующем виде:

$$H_{\text{об}} = h_{\text{кзк}} + h_{\text{в}} + H_{\text{шл}} + h_{\text{штг}} , \quad (11)$$

где h_k – потери напора в колене трубопровода;

z_k – число колен;

h_B – потери напора в вентиле;

$H_{шл}$ – потери напора по длине шланга;

$h_{шт}$ – потери напора в штуцере.

Рекомендуется принимать $h_k = h_{шт} = 0,3 \dots 0,5$, $h_B = 5$ м.

Расчет $H_{шл}$ выполняется по формуле

$$H_{шл} = Q_{\Gamma}^2 L_{шл} / K^2, \quad (12)$$

где K – модуль расхода (расходная характеристика шланга). Значение K можно определить по табл. 3.

Таблица 4.3. Значения модуля расхода для круглых труб

$d_{шл}$, мм	10	15	20	25	30	40	50
K , л/с	0,18	0,53	1,12	2,06	3,26	6,97	12,55

Согласно В. Г. Пескову и др., потери напора по длине шланга можно определить по формуле

$$H_{шл} = 0,0827 \lambda_c Q_{\Gamma}^2 L_{шл} / d_{шл}^5, \quad (13)$$

где λ_c – коэффициент сопротивления трению по длине трубопровода, равный $0,0163 \dots 0,017$.

В данной формуле Q_{Γ} подставляется в кубических метрах в секунду ($\text{м}^3/\text{с}$), $L_{шл}$ – в метрах (м), $d_{шл}$ – в миллиметрах (мм).

Подача и напор насоса должны быть необходимыми для обеспечения скорости истечения воды из отверстий, достаточной для размывания отложений. Для эффективного размывания слежавшихся отложений давление в головке должно составлять не менее 0,8 МПа, для низконапорных машин – не менее 0,5 МПа, что обеспечивает необходимую скорость истечения воды и силу воздействия на отложения. Для расчета скорости истечения и уточнения расхода через круглые отверстия можно воспользоваться следующими формулами:

$$Q_{\Pi} = (\mu_1 \pi d_1^2 / 4) \sqrt{2g(H_n - H_{об})}; \quad (14)$$

$$Q_3 = (\mu_2 n_{от} \pi d_2^2 / 4) \sqrt{2g(H_n - H_{об})}, \quad (15)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты расхода для переднего и задних отверстий соответственно. При форме отверстий с коническим входом можно принять $\mu_1 \approx 0,82$, $\mu_2 \approx 0,79$;

H_n – напор, создаваемый насосом, м.

Если в процессе проектирования не был принят насос с известными характеристиками, то на этой стадии, используя любую из формул (14) или (15), можно получить выражение для расчета необходимого напора насоса. Например, для переднего отверстия имеем:

$$H_n = H_{об} + 8Q_{\Pi}^2 / (g\mu_1^2 \pi^2 d_1^4). \quad (16)$$

После расчета H_n и выполнения при необходимости его согласования с характеристикой насоса по формулам (14) и (15) уточняются значения Q_n и Q_3 и определяется Q_r как их сумма. Затем пересчитываются и определяются значения скоростей истечения.

Скорости истечения через переднее $v_{и1}$ и заднее $v_{и2}$ сопла можно рассчитать по следующим формулам:

$$v_{и1} = 4Q_n / \pi d_1^2; \quad (17)$$

$$v_{и2} = 4Q_3 / n_{от} \pi d_2^2. \quad (18)$$

Рассчитанные скорости должны быть в пределах 30...55 м/с. При невыполнении этого условия могут быть изменены H_n , d_1 , d_2 или $n_{от}$. При этом следует обеспечивать соблюдение рекомендаций по значениям требуемых скоростей течения жидкости в дрене.

Расчет реактивной силы F_{p1} , создаваемой струей жидкости, выполняется для переднего отверстия по формуле

$$F_{p1} = Q_n \rho v_{и1}, \quad (19)$$

для заднего отверстия—

$$F_{p2} = Q_3 \rho v_{и2} \cos \alpha_n. \quad (20)$$

Реактивная сила F_n , проталкивающая головку в дрене, определяется как разность этих сил, т. е.

$$F_n = F_{p2} - F_{p1}. \quad (21)$$

Перемещению шланга препятствует главным образом сила трения движущейся в дрене воды о шланг, если шланг в дрене не изогнут. Данное сопротивление, выраженное в виде потери напора на трение $H_{тр}$, для заполненной дрены можно найти следующим образом:

$$H_{тр} = (Q_r + Q_{гр})^2 L_b / (K_2 - K_1)^2, \quad (22)$$

где L_b — длина шланга, введенного в дрину;

K_1 — модуль расхода для шланга, принимаемый по табл. 3 для диаметра равного внешнему диаметру шланга;

K_2 — модуль расхода для дрены, принимаемый по табл. 3 для диаметра равного внутреннему диаметру дрены.

Условием перемещения шланга вдоль дрены является следующее неравенство:

$$F_n \geq F_{пр}, \quad (23)$$

где $F_{пр}$ — сила, препятствующая поступательному перемещению шланга.

Для неподвижной головки ее можно найти по формуле

$$F_{пр} = P_{пр} / v_2, \quad (24)$$

где $P_{пр}$ — мощность, требуемая на преодоление гидравлических сопротивлений, возникающих при продвижении шланга по дрине.

Данную мощность рассчитывают по формуле

$$P_{\text{пр}} = (Q_{\text{г}} + Q_{\text{гр}})\rho g H_{\text{тр}}. \quad (25)$$

При неподвижной головке

$$P_{\text{пр}} = Q_{\text{г}}\rho g H_{\text{тр}}. \quad (26)$$

На основании неравенства (25) можно получить выражение для расчета предельной длины шланга, который, при принятых условиях, реактивными силами будет продвинуто в дренаж:

$$L_{\text{шл}} = F_{\text{п}}(K_2 - K_1)^2 / (\rho g Q_{\text{г}}^3). \quad (27)$$

При недостаточном значении $L_{\text{в}}$ необходимо предусмотреть устройство для принудительного проталкивания шланга или обеспечить проталкивание вручную. Приведенную в данном подразделе теорию можно использовать для определения силы, необходимой для проталкивания дополнительной длины шланга и соответственно потребной мощности на привод исполнительного механизма.

Расчет основных параметров барабана. Расчет мощности на привод водяного насоса. рассмотреть самостоятельно.