

ГЛАВА VI. НАСОСНО-РУКАВНЫЕ СИСТЕМЫ

§ 29. Классификация насосов и их применение в пожарном деле.

Насосом называют гидравлическую машину, предназначенную для сообщения жидкости кинетической энергии. Насосы применяют во многих отраслях народного хозяйства: водоснабжении, отоплении, вентиляции, транспорте. Практические задачи по подаче воды для целей пожаротушения решаются с учетом совместной работы водопроводной сети, насосов и рукавных систем.

По принципу действия насосы делят на объемные и динамические. К объемным относят поршневые, плунжерные, роторные, шестеренные, диафрагменные насосы. В них энергия сообщается жидкости путем периодического изменения замкнутого объема при перемещении жидкости от всасывающей к напорной полости насоса. К динамическим относят насосы, в которых

жидкость перемещается под воздействием гидродинамических сил, причем жидкость, проходящая по насосу, образует сплошной поток от входа к выходу. Динамическими являются насосы лопастные (центробежные и осевые), электромагнитные, трения и инерции (вихревые, шнековые, струйные насосы).

В противопожарном водоснабжении преимущественное распространение получили центробежные насосы, в которых передача энергии осуществляется путем динамического взаимодействия лопастей колеса с обтекающей их жидкостью. Основными достоинствами центробежных насосов являются простота и компактность конструкции, относительно небольшая масса, удобство их соединения с электродвигателями и двигателями внутреннего сгорания, способность перекачивать сильно загрязненные жидкости, высокая производительность и способность к «саморегулированию». Последнее свойство проявляется в том, что при изменении расхода жидкости или прекращении ее подачи центробежный насос продолжает работать в течение некоторого времени, не выходя из строя, в то время как поршневой насос при закрытой задвижке на напорном патрубке очень быстро повреждается.

Однако центробежные насосы имеют и существенный недостаток, заключающийся в том, что они не являются самовсасывающими. Поэтому для их запуска необходимо предусматривать дополнительные вакуум-насосы (ротаторные, струйные) или использовать устройства (напорные баки), позволяющие заполнять всасывающие линии и корпус насоса водой.

§ 30. Классификация, устройство и принцип действия центробежных насосов

Центробежные насосы принято классифицировать по создаваемому напору, числу рабочих колес, способу подвода жидкости к рабочему колесу, расположению вала насоса, коэффициенту быстроходности и другим признакам.

По напору различают насосы низконапорные (до 20 м), средненапорные (от 20 до 60 м) и высоконапорные (более 60 м).

По числу рабочих колес насосы делятся на одноступенчатые (с одним рабочим колесом) и много-

ступенчатые (с несколькими рабочими колесами). Одноступенчатые насосы могут выполняться с консольным расположением вала (консольные насосы).

В многоступенчатых насосах происходит постепенное увеличение напора жидкости при ее прохождении через последовательно соединенные рабочие колеса. Это, как правило, высоконапорные насосы. Производительность многоступенчатого насоса равна подаче одного рабочего колеса.

По способу подвода жидкости к рабочему колесу различают насосы с односторонним и двусторонним подводом. При одинаковом напоре подача насосов с двусторонним подводом больше, чем у насосов с односторонним подводом, так как двусторонний вход, по существу, представляет параллельное соединение двух односторонних колес.

По расположению вала рабочего колеса насосы бывают горизонтальные и вертикальные. Насосы с вертикальным валом используют обычно для забора воды из глубинных колодцев и скважин на насосных станциях первого подъема.

По коэффициенту быстроходности рабочего колеса насосы бывают тихоходные, нормальные, быстроходные. Коэффициент быстроходности n_s характеризует конструктивные особенности данного типа насосов и выражает частоту вращения такого эталонного рабочего колеса, которое будучи геометрически подобно заданному, при мощности $N=0,736$ кВт, напоре $H=1$ м, обеспечивает подачу $Q=0,075$ м³/с.

Коэффициент быстроходности находят по формуле

$$n_s = 3,65 n \sqrt{Q/H^{0,75}},$$

где Q — подача насоса, м³/с; H — напор, создаваемый насосом, м; n — частота вращения рабочего колеса.

Для тихоходных насосов коэффициент быстроходности составляет $n_s=40-80$, нормальных $80-140$; быстроходных $140-300$. Из данной формулы следует, что при заданной частоте вращения коэффициент быстроходности увеличивается с ростом подачи и уменьшением напора. Поэтому тихоходные насосы служат для создания больших напоров при малой подаче, а быстроходные дают большую подачу при сравнительно низких напорах. Наиболее часто применяют в пожарной технике тихоходные и нормальные центробежные насосы.

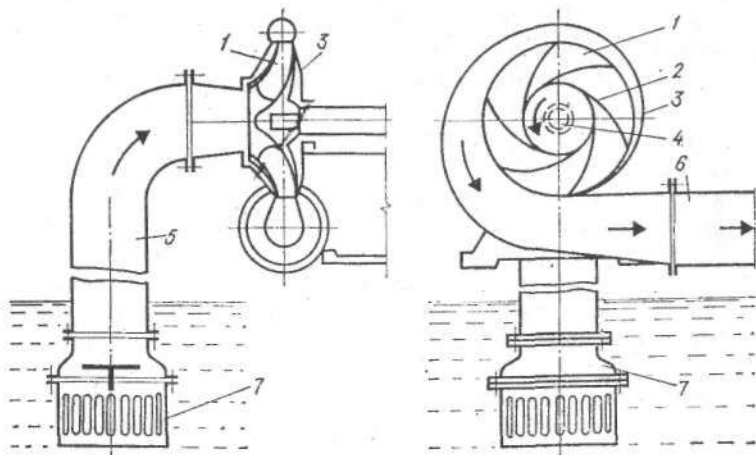


Рис. 37. Схема центробежного насоса

1 — рабочее колесо; 2 — лопасти; 3 — корпус; 4 — вал; 5 — всасывающий трубопровод; 6 — нагнетательный трубопровод; 7 — патрубок

Принципиальная схема центробежного насоса показана на рис. 37. Основными элементами, общими для всех разнообразных конструкций центробежных насосов, являются рабочее колесо 1, лопасти его — 2, корпус — 3, вал — 4, всасывающий трубопровод — 5, нагнетательный — 6, патрубок 7. Рабочее колесо насажено на вал, который приводится во вращение двигателем. Оно состоит из двух дисков, между которыми расположены изогнутые лопасти. Рабочее колесо помещено в спиральную камеру, которая служит для плавного отвода жидкости к напорному патрубку. В обычно применяемых насосах колеса имеют шесть — восемь лопастей; в насосах, предназначенных для перекачивания загрязненных жидкостей, устанавливают рабочие колеса всего с двумя — четырьмя лопастями.

Перед пуском насос и всасывающий патрубок заполняют водой, после чего двигатель приводит во вращение колесо насоса. Под действием центробежных сил находящаяся в насосе жидкость начинает перемещаться по каналам между лопастями рабочего колеса в направлении от центра к периферии. Вследствие этого при входе в рабочее колесо в центральной области насоса образуется вакуум. Тогда под действием наружного (атмосферного) давления жидкость из резервуара по всасывающему трубопроводу поступает в центральную зону рабоче-

го колеса. Таким образом, при постоянном вращении рабочего колеса через насос подается непрерывный поток жидкости. В процессе обтекания лопастей рабочего колеса и их силового воздействия на поток механическая энергия преобразуется в кинетическую энергию движения жидкости, причем на выходе из рабочего колеса по мере расширения спиральной камеры последняя (кинетическая энергия) преобразуется в энергию давления. Преобразование кинетической энергии завершается в напорном патрубке, который обычно выполняется в виде прямоосного диффузора.

§ 31. Основные рабочие параметры насосов.

Технические параметры насосов. Насосы характеризуются следующими основными рабочими параметрами: объемом подачи жидкости (расходом) Q , напором H , мощностью N , коэффициентом полезного действия η , высотой всасывания $H_{вс}$.

Подачей насоса называется объем жидкости, перекачиваемый в единицу времени. Подача насоса измеряется в $\text{м}^3/\text{ч}$, $\text{м}^3/\text{мин}$, $\text{м}^3/\text{с}$, $\text{л}/\text{с}$.

Напором насоса называют разность полных удельных энергий потока у входа в насос и выхода из него, выраженную в метрах столба перекачиваемой жидкости.

Для пояснения сущности напора, развиваемого насосом, рассмотрим схему его работы при перекачивании жидкости из одного резервуара в другой (рис. 38).

Установим величину удельной энергии жидкости E в сечениях II—II и III—III (до насоса и после него) относительно плоскости отсчета I—I, совмещенной со свободной поверхностью жидкости в водоеме, из которого забирается жидкость:

$$E_2 = H_{вс} + p_{вс}/\rho g + v_{вс}^2/2g;$$

$$E_3 = H_{вс} + H_0 + p_n/\rho g + v_n^2/2g,$$

где $H_{вс}$ — высота всасывания насоса; H_0 — разность отметок между манометром и вакуумметром; $p_{вс}$ и p_n — абсолютные давления во всасывающем и напорном трубопроводах; $v_{вс}$ и v_n — средние скорости во всасывающем и напорном трубопроводах.

Удельная энергия E_3 после насоса всегда больше удельной энергии E_2 до него. Разность этих величин определяет напор H , создаваемый насосом:

$$H = H_0 + (p_n - p_{вс})/\rho g + (v_n^2 - v_{вс}^2)/2g. \quad (55)$$

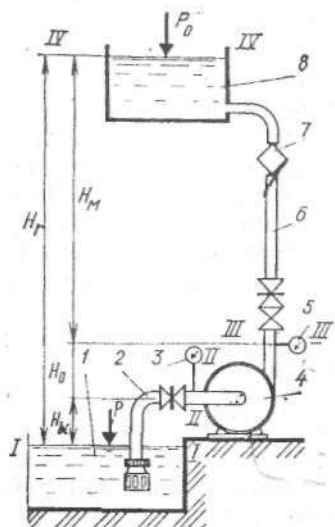


Рис. 38. Схема насосной установки

1 — водоем; 2 — всасывающий трубопровод; 3 — мановакуумметр; 4 — насос; 5 — манометр; 6 — напорный трубопровод; 7 — расходомер; 8 — напорный резервуар

Зная показания манометра и вакуумметра, можно определить p_n и $p_{вс}$. Действительно, манометр, установленный на напорном трубопроводе, показывает избыточное давление в сечении III—III, оно равно:

$$p_m = p_n - p_a, \text{ откуда } p_n = p_m + p_a.$$

Вакуумметр, установленный в сечении II—II, показывает разность между атмосферным и абсолютным давлениями во всасывающем трубопроводе, т. е.

$$p_v = p_a - p_{вс}, \text{ откуда } p_{вс} = p_a - p_v.$$

Подставив в уравнение (55) значения p_n и $p_{вс}$, получим формулу для определения напора насоса по показаниям манометра и вакуумметра:

$$H = H_0 + (p_v + p_m)/\rho g + (v_n^2 - v_{вс}^2)/2g. \quad (56)$$

Таким образом, полный напор H , создаваемый насосом, определяется высотой столба перекачиваемой жидкости H_0 между манометром и вакуумметром, суммой показаний этих приборов и разностью значений удельных кинетических энергий жидкости за насосом и перед ним. Величина H_0 в зависимости от условий монтажа насосной установки может принимать различные значения, а том числе и отрицательные, если манометр расположен ниже вакуумметра.

В случае равенства диаметров всасывающего и напорного трубопроводов ($v_{вс} = v_n$) из формулы (56) следует:

$$H = H_0 + (p_v + p_m)/\rho g. \quad (57)$$

Если насос питается от водопровода, обеспечивающего избыточный напор на входе, то во всасывающем

патрубке насоса будет не вакуум, а избыточное давление $p_{вх}$, и значит $p_{вс} = p_a + p_{вх}$. Используя это выражение и подставив в уравнение (55) значения p_n и $p_{вс}$, получим следующую формулу для определения напора:

$$H = H_0 (p_m - p_{вх})/\rho g + (v_n^2 - v_{вс}^2)/2g. \quad (58)$$

Уравнения (56), (57) и (58) используют для определения напора работающего насоса при его испытании. В практических расчетах насосно-рукавных систем часто за напор, развиваемый насосом, принимают показания манометра, выраженные в метрах, т. е. $H = p_n/\rho g$.

Для определения напора по элементам насосной установки (2-й способ) составим уравнения Бернулли для сечений I—I и II—II, III—III и IV—IV:

$$z_1 + p_1/\rho g + v_1^2/2g = z_2 + p_2/\rho g + v_2^2/2g + h_{вс};$$

$$z_3 + p_3/\rho g + v_3^2/2g = z_4 + p_4/\rho g + v_4^2/2g + h_n,$$

где $h_{вс}$ и h_n — потери напора соответственно во всасывающем и напорном трубопроводах.

Определим значения величин, входящих в уравнения, относительно плоскости отсчета I—I: $z_1 = 0$; $z_2 = H_{вс}$; $z_3 = H_{вс} + H_0$; $z_4 = H_{вс} + H_0 + H_n$; $p_1 = p_a$; $p_2 = p_{вс}$; $p_3 = p_n$; $p_4 = p_0$; $v_1 = 0$; $v_2 = v_{вс}$; $v_3 = v_n$; $v_4 = 0$.

После подстановки этих величин найдем $p_{вс}/\rho g$ и $p_n/\rho g$:

$$p_{вс}/\rho g = p_a/\rho g - H_{вс} - v_{вс}^2/2g - h_{вс};$$

$$p_n/\rho g = p_0/\rho g - H_n - v_n^2/2g + h_n.$$

Произведя затем замену в уравнении (55), получим выражение:

$$H = p_0/\rho g - p_a/\rho g + H_{вс} + H_0 + H_n + h_{вс} + h_n.$$

Учитывая, что $H_{вс} + H_0 + H_n = H_g$ (H_g — геометрическая высота подъема жидкости), и полагая $(p_0 - p_a)/\rho g = H_{св}$ (здесь $H_{св}$ — свободный напор), формулу для определения напора насоса по элементам насосной установки можно записать в следующем виде:

$$H = H_g + h_{вс} + h_n + H_{св}. \quad (59)$$

Это выражение используется на практике для определения необходимого напора при подаче воды к месту потребления. Из формулы (59) следует, что напор, создаваемый насосом, расходуется на подъем жидкости, преодоление сопротивлений во всасывающем

и напорном трубопроводе и на создание свободного напора в конце водопроводной линии.

Мощность насоса — это объем работы, выполняемый им в единицу времени. Мощность определяется следующим образом: насос перекачивает в единицу времени массу жидкости $\rho g Q$ и поднимает ее на высоту H . Следовательно, $\rho g Q H$ представляет собой секундную работу или мощность. В данном случае затрачиваемая мощность расходуется только на полезную работу, связанную с перекачиванием жидкости, поэтому она называется полезной (эффективной) мощностью. Выражая ее в киловаттах, можно записать:

$$N_{\text{п}} = \rho g Q H / 1000.$$

Затрачиваемая насосом мощность или мощность, подводимая к валу насоса, больше полезной мощности, так как в насосе неизбежны потери энергии.

Эффективность работы насоса оценивается его полным к.п.д. — η , который равен отношению полезной мощности $N_{\text{п}}$ к затраченной N :

$$\eta = N_{\text{п}} / N.$$

Полный к.п.д. насоса η учитывает гидравлические, объемные и механические потери, возникающие при передаче энергии перекачиваемой жидкости, и определяется произведением трех коэффициентов полезного действия

$$\eta = \eta_{\text{г}} \eta_{\text{о}} \eta_{\text{м}}.$$

Гидравлический к.п.д. $\eta_{\text{г}}$ учитывает потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений при движении жидкости от входа в насос до выхода из него. В современных насосах он обычно равен $\eta_{\text{г}} = 0,8—0,95$.

Объемный к.п.д. $\eta_{\text{о}}$, составляющий $0,9—0,98$, учитывает потери энергии в результате циркуляции жидкости через щелевые зазоры между рабочим колесом и корпусом насоса — из нагнетательной части во всасывающую.

Механический к.п.д. $\eta_{\text{м}}$ определяет потери энергии вследствие трения в подшипниках, сальниках, а также из-за трения наружной поверхности рабочего колеса о жидкость. Механический к.п.д. находится в пределах $0,95—0,98$.

Максимальная величина полного к.п.д. крупных современных насосов достигает $0,9$ и более, а малых насосов — составляет $0,6—0,7$.

При непосредственном соединении вала насоса с валом электродвигателя мощность электродвигателя $N_{\text{дв}}$ (кВт) определяют по формуле

$$N_{\text{дв}} = k N = k \rho g Q H / 1000 \eta,$$

где k — коэффициент запаса, учитывающий случайные перегрузки двигателя. При мощности двигателя до 2 кВт рекомендуется принимать $k=1,5$; от 2 до 5 кВт — $k=1,5—1,25$; от 5 до 50 кВт — $k=1,25—1,15$; от 50 до 100 кВт — $k=1,15—1,05$; при мощности более 100 кВт — $k=1,05$.

Если вал насоса соединен с валом двигателя редуктором или ременной передачей, то мощность двигателя определяют по формуле

$$N_{\text{дв}} = k N / \eta_{\text{пр}},$$

где $\eta_{\text{пр}}$ — к.п.д. привода или редуктора.

Высота всасывания и явление кавитации. Необходимо различать вакуумметрическую высоту всасывания $H_{\text{в}}$, характеризующую степень разрежения, возникающего у входа в насос, и геометрическую высоту всасывания $H_{\text{вс}}$, которая определяет высоту установки оси насоса над уровнем жидкости в источнике.

Всасывание жидкости насосом происходит за счет разности атмосферного давления на свободной поверхности жидкости в источнике $p_{\text{а}}/\rho g$ и абсолютного давления у входа в рабочее колесо $p_{\text{вс}}/\rho g$. Эта разность давлений равна величине вакуума или вакуумметрической высоте всасывания $H_{\text{в}}$, измеряемой вакуумметром

$$H_{\text{в}} = (p_{\text{а}} - p_{\text{вс}}) / \rho g.$$

Вакуумметрическая высота всасывания зависит от атмосферного давления, температуры и плотности перекачиваемой жидкости, частоты вращения колеса, конструктивных особенностей насоса и других параметров. Допустимая $H_{\text{в}}$ указывается в каталогах насосов и обычно не превышает $6—8$ м.

Связь между вакуумметрической и геометрической высотами всасывания можно установить, пользуясь уравнением Бернулли, составленным для сечений $I—I$ и $II—II$ относительно плоскости отсчета $I—I$ (рис. 38).

Считая, что давление на поверхности жидкости равно атмосферному и уровень водоема не изменяется ($v_1=0$), получим

$$p_a/\rho g = H_{\text{вс}} + p_{\text{вс}}/\rho g + v_{\text{вс}}^2/2g + h_{\text{вс}},$$

откуда

$$H_{\text{вс}} = (p_a - p_{\text{вс}})/\rho g - v_{\text{вс}}^2/2g - h_{\text{вс}}.$$

Так как $(p_a - p_{\text{вс}})/\rho g = H_{\text{в}}$, геометрическую высоту всасывания можно рассчитать по уравнению

$$H_{\text{вс}} = H_{\text{в}} - v_{\text{вс}}^2/2g - h_{\text{вс}}.$$

Следовательно, геометрическая высота всасывания меньше вакуумметрической на величину скоростного напора и потерь напора во всасывающем трубопроводе. С увеличением подачи насоса $H_{\text{вс}}$ будет уменьшаться. Для увеличения геометрической высоты всасывания необходимо уменьшить потери напора во всасывающем трубопроводе и скорость жидкости на входе в насос. В связи с этим всасывающую линию насоса делают возможно короче, большего диаметра, с минимумом местных сопротивлений.

Если абсолютное давление во всасывающем патрубке $p_{\text{вс}}$ понизится до давления парообразования, то из жидкости начнут выделяться пары и наступит кавитация. При кавитации жидкость начинает вскипать, нарушается сплошное течение потока, в результате прекращается подача. При длительной работе насоса в условиях кавитации, которая влечет за собой гидравлические удары в трубах и сопровождается вибрацией, происходит разрушение металла в местах кавитации. Особенно быстро разрушается чугун, более стойкими металлами являются бронза и нержавеющая сталь. Необходимо также иметь в виду следующее положение: чем выше температура жидкости, тем меньше геометрическая высота всасывания и при более высоком $p_{\text{вс}}$ наступает кавитация. Так при $t=5^\circ\text{C}$ кавитация возникает при $p_{\text{вс}}=1$ кПа, а при $t=90^\circ\text{C}$ — при $p_{\text{вс}}=170$ кПа. Практически при $t=70^\circ\text{C}$ забор воды становится невозможен. Поэтому для обеспечения нормальной работы насоса минимальное давление на входе в насос $p_{\text{вс}}$ должно всегда оставаться несколько больше, чем давление насыщения паров, т. е.

$$p_{\text{вс}} = p_s + \Delta p_{\text{зап}},$$

где p_s — давление насыщения паров; $\Delta p_{\text{зап}}$ — запас напора или кавитационный запас.

Условия эксплуатации насоса, в том числе и высота всасывания, должны исключать возможность возникновения кавитации. Обычно геометрическая высота всасывания для центробежных насосов составляет не более 5—7 м и лишь для некоторых типов насосов она достигает 7,5—8 м.

§ 32. Характеристики насосов

Изготовленные на заводе насосы подвергают стендовым испытаниям, цель которых — определить зависимость напора, потребляемой мощности и к. п. д. от подачи насоса. Эти зависимости изображают графически кривыми $Q-H$, $Q-N$ и $Q-\eta$ (рис. 39), которые являются рабочими характеристиками центробежного насоса.

Характеристики строят следующим образом. Регулируя степень открытия задвижки на напорном патрубке, получают различные подачи. Для каждого значения Q подсчитывают напор H , мощность N , и к. п. д. насоса η . Затем на ось абсцисс наносят в принятом масштабе значения подачи, а на ось ординат — найденные рабочие параметры. Полученные точки соединяют плавными линиями.

Испытания ведутся при постоянной частоте вращения, которая замеряется тахометром.

По графику (рис. 39) видно, что максимальному значению к. п. д. соответствует подача Q_A и напор H_A . Точка A на характеристике $Q-\eta$; отвечающая максимальному значению к. п. д., называется оптимальной точкой и соответствует оптимальному режиму работы насоса. Главная цель подбора насосов — обеспечение их эксплуатации при оптимальном режиме. На практике подбор и эксплуатация насосов допускается в зоне оптимальной точки, обеспечивающей максимальный к. п. д., равный примерно $\eta=0,9 \eta_{\text{макс}}$.

Характеристика $Q-H$ называется главной рабочей характеристикой насоса. Начальная точка этой характеристики соответствует нулевой подаче, что наблюдается при работе с закрытой задвижкой на напорном трубопроводе. Как видно из рисунка, насос в этом случае развивает некоторый напор. Потребляемая при этом мощность расходуется на механические потери и нагрев воды в насосе. Длительная работа в таком ре-

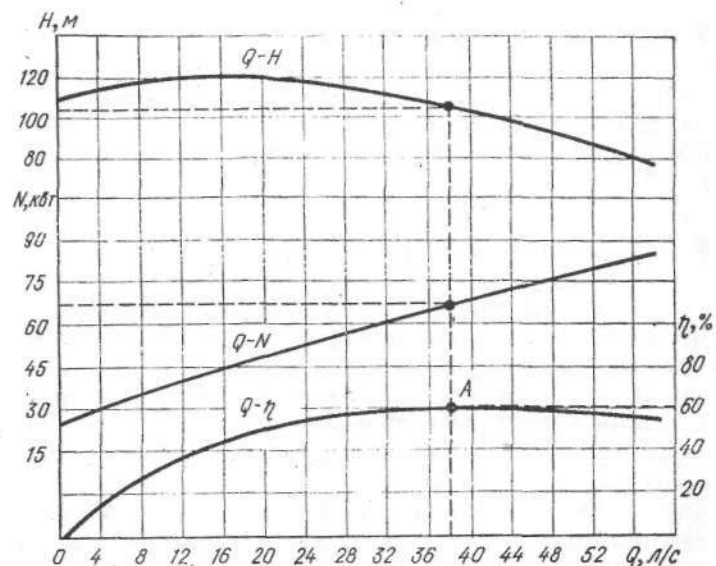


Рис. 39. Рабочие характеристики насоса ПН-40

жиме недопустима, так как может привести к повреждению насоса.

Для выбора рабочего режима насоса пользуются универсальными характеристиками, представляющими собой кривые зависимости напора, мощности и к. п. д. от подачи насоса при различных частотах вращения рабочего колеса.

Влияние частоты вращения на параметры работы насоса проявляется следующим образом.

Подача центробежного насоса изменяется пропорционально частоте вращения рабочего колеса

$$Q_1/Q_2 = n_1/n_2.$$

Напор, развиваемый насосом, изменяется пропорционально квадрату частоты вращения:

$$H_1/H_2 = (n_1/n_2)^2.$$

Мощность, потребляемая насосом, изменяется пропорционально кубу частоты вращения рабочего колеса

$$N_1/N_2 = (n_1/n_2)^3.$$

Установленный закон пропорциональности позволяет по одной опытной серии рабочих характеристик $Q-H$ и $Q-N$ построить ряд характеристик насоса в широ-

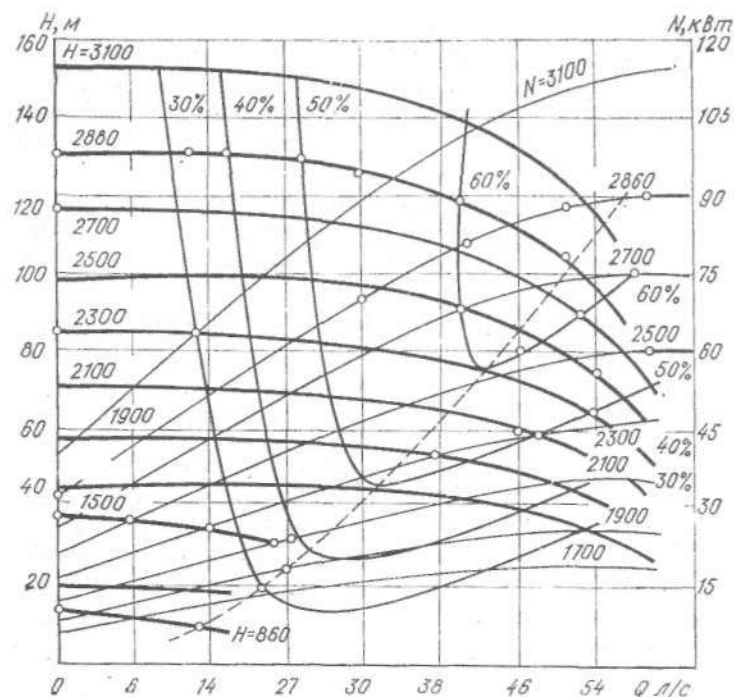


Рис. 40. Универсальная характеристика насоса ПН-30 К

ком диапазоне изменения частоты вращения, как это показано на рис. 40. Отмечая на полученных характеристиках $Q-H$, $Q-N$, $Q-H$ точки с равными значениями к. п. д. и соединяя их плавными кривыми, получают так называемую универсальную характеристику. На рис. 40 видно, что наибольшее значение к. п. д. обеспечивает двигатель с частотой вращения 3100 мин⁻¹. Таким образом характеристики насосов наглядно отражают эффективность их работы на различных режимах и позволяют точно подобрать наиболее экономичный из них для заданных условий.

§ 33. Работа насосов на сеть.

В практике проектирования и анализа режимов работы насосов широко применяется метод графоаналитического расчета совместной работы системы «насосы — сеть». При совместной работе насоса и сети устанавлива-

ется режим, при котором расход воды и напор будут соответствовать друг другу, т. е. напор, необходимый для подачи воды по трубопроводу, будет соответствовать напору, развиваемому насосом. Этот режим можно определить, построив совмещенные характеристики насоса и сети на одном графике.

Для решения поставленной задачи, надлежит использовать аналитическое выражение главной рабочей характеристики насоса. Если кривую $Q-H$ считать параболой, что вполне допустимо для практических расчетов, то главную рабочую характеристику можно выразить уравнением,

$$H = a - bQ^2, \quad (60)$$

где H — напор, развиваемый насосом, м; a — напор насоса при нулевой подаче, м; b — переводной коэффициент, учитывающий конструктивные особенности насоса; Q — подача насоса, л/с.

Значения параметров a и b , входящих в характеристики некоторых типов насосов, установленных на пожарных автомобилях и мотопомпах, приведены в табл. 17.

Таблица 17. Значения параметров a и b характеристик пожарных насосов

Марка насоса (мотопомпы или автомобиля)	a	b
МП-600	88	0,24
МП-800Б	86	0,04
МП-1600	102	0,015
ПН-30К	116	0,01
ПН-40У	115	0,07
ПН-60Б	120	0,004
ПНС-110	117	0,0014

Используя значения параметров a и b и задаваясь значениями подачи в соответствии с формулой (60), строят на графике характеристику насоса $Q-H$, которая показывает, как изменяется напор с изменением расхода (рис. 41).

Для получения формулы, определяющей характеристику трубопровода, используем выражение (59):

$$H = H_r + h_{вс} + h_n + H_{св},$$

в котором сумму потерь напора во всасывающем и напорном трубопроводах выразим таким образом:

$h = h_{вс} + h_n = SQ^2$,
где S — сопротивление трубопроводов.

Так как для заданных условий H_r и $H_{св}$ известны, то сумма этих величин может быть записана в виде

$$z = H_r + H_{св}.$$

Полученное выражение позволяет рассчитать напор по формуле

$$H = z + SQ^2.$$

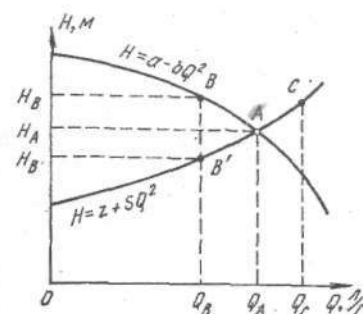


Рис. 41. Определение рабочей точки насоса

Это выражение называется **характеристикой трубопровода (сети)**.

Если характеристику изобразить на одном графике вместе с рабочей характеристикой насоса, то получим точку пересечения двух кривых (точка A), которая называется **рабочей точкой насоса** (рис. 41). По этой точке определяются все данные, характеризующие режим работы насоса: подачу, напор, мощность, к. п. д. Если рабочая точка отвечает оптимальному режиму работы насоса, то он подобран правильно.

Чтобы уменьшить подачу, можно перекрыть задвижку на напорном трубопроводе настолько, чтобы рабочая точка A переместилась в новую точку, например в точку B, соответствующую подаче Q_B . В этом случае появляется добавочное сопротивление от задвижки h_z , получаемый при этом напор H_B для полезной работы используется только частично.

Увеличить подачу, например до величины Q_C , соответствующей рабочей точке C, можно либо увеличив частоту вращения рабочего колеса, либо используя насос с другой характеристикой или меньшей потерей напора в трубопроводах.

§ 34. Расчет насосно-рукавных систем

Вода к месту пожара подается от водонисточника по рукавным системам передвижными пожарными насосами. При достаточном давлении в водопроводной сети возможна ее подача непосредственно от пожарных гидрантов. В практике пожаротушения используются раз-

личные схемы насосно-рукавных систем, выбор которых зависит от характеристики водонисточника, удаленности гидрантов от очага пожара, характера его развития и других показателей. Если для тушения пожара требуется небольшое количество воды, то прокладывают одну линию из последовательно соединенных рукавов с установкой одного ствола. При необходимости подачи значительного количества воды от насоса до места пожара прокладывают магистральную рукавную линию большого диаметра и к ней через рукавные разветвления присоединяют параллельные рабочие линии. Такая схема соединения рукавных линий называется смешанной. При тушении крупных пожаров с подачей мощных струй используют лафетные стволы, к которым вода, как правило, подается по нескольким параллельным линиям. Параллельная прокладка линий применяется также для подачи воды к очагу пожара от далеко расположенного водонисточника при работе автонасосов по схеме — в перекачку.

Гидравлические расчеты насосно-рукавных систем сводятся к решению трех основных задач:

определение напора у насоса, если заданы расчетный расход воды, напор перед пожарным стволом, схема соединения рукавов с указанием характеризующих параметров;

расчет расхода воды из стволов при заданном напоре насоса и заданной схеме подачи;

определение предельной длины рукавных линий по расчетному расходу воды и напору насоса.

Рассмотрим последовательно способы решения поставленных задач.

Определение напора у насоса. При практических расчетах насосно-рукавных систем обычно определяют напор, фиксируемый манометром, установленным на напорном патрубке. Величина этого напора (рис. 42) используется на преодоление сопротивлений в рукавной системе h_c , подъем жидкости на высоту z и созда-

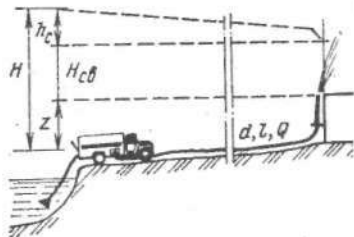


Рис. 42. Схема подачи воды от автонасоса

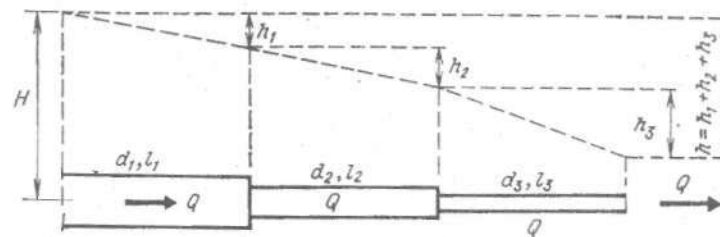


Рис. 43. Схема последовательного соединения трубопроводов

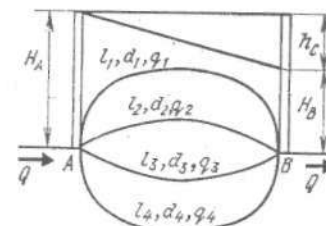


Рис. 44. Схема параллельного соединения трубопроводов

ние свободного напора у ствола $H_{св}$ для подачи струи, т. е.

$$H = h_c + H_{св} + z. \quad (61)$$

Величина потерь напора в рукавных линиях зависит от схемы их соединения.

При последовательном соединении рукавов (рис. 43) потери напора по отдельным участкам будут

$$h_1 = A_1 l_1 Q_1^2 = S_1 Q_1^2;$$

$$h_2 = A_2 l_2 Q_2^2 = S_2 Q_2^2;$$

$$h_n = A_n l_n Q_n^2 = S_n Q_n^2.$$

Потери напора по всей системе h_c составляют сумму потерь по отдельным участкам

$$h_c = h_1 + h_2 + \dots + h_n = (S_1 + S_2 + \dots + S_n) Q^2.$$

Выражение в скобках представляет собой сопротивление всей системы последовательно соединенных рукавов S_c , которое равно сумме сопротивлений всех участков

$$S_c = S_1 + S_2 + \dots + S_n.$$

Если рукава в линии одинаковые, то сопротивление системы составит:

$$S_c = S \cdot n,$$

где S — сопротивление одного рукава; n — число рукавов в линии.

Потери напора в линии составят $h_c = S_c Q^2$.

При параллельном соединении рукавных линий (рис. 44) общий расход воды, перекачиваемый через систему подачи, распределяется по ответвлениям в зависимости от их характеристики (длины, диаметра, гидравлического сопротивления):

$$Q = Q_1 + Q_2 + \dots + Q_n.$$

Потери напора во всех параллельных линиях ($h_1, h_2, h_3, \dots, h_n$) будут равны между собой, так как они определяются как разность пьезометрических напоров в начале и конце разветвленной зоны, следовательно, они равны потерям напора рассматриваемой системы, т. е.

$$h_1 = h_2 = \dots = h_n = H_A - H_B = h_c, \quad (62)$$

где h_c — потери во всей системе.

Для каждого из параллельных участков справедлива зависимость

$$h_1 = S_1 Q_1^2; \quad h_2 = S_2 Q_2^2; \quad h_n = S_n Q_n^2,$$

откуда с учетом формулы (62) получим формулы расхода воды

$$Q_1 = \sqrt{h_c / S_1}; \quad Q_2 = \sqrt{h_c / S_2}; \quad Q_n = \sqrt{h_c / S_n}.$$

Общий расход рассчитывается как сумма расходов по линиям

$$Q = (1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2} + \dots + 1/\sqrt{S_n}) \sqrt{h_c}.$$

Отсюда потери напора в системе составят:

$$h_c = \frac{1}{(1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2} + \dots + 1/\sqrt{S_n})^2} Q^2.$$

В этом выражении дробь представляет собой сопротивление системы S_c для n параллельно соединенных участков

$$S_c = \frac{1}{(1/\sqrt{S_1} + 1/\sqrt{S_2} + \dots + 1/\sqrt{S_n})^2}. \quad (63)$$

В результате для определения потерь напора получаем формулу $h_c = S_c Q^2$, которая по своему виду аналогична формуле для последовательного соединения, но имеет отличие при определении сопротивления системы.

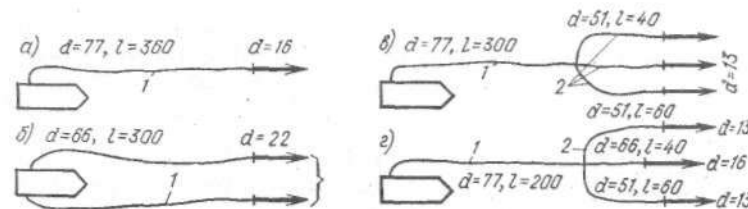


Рис. 45. Схема насосно-рукавных систем

а — последовательное соединение; б — параллельное соединение; в — смешанное соединение с равноценными рабочими линиями; г — смешанное соединение с различными рабочими линиями; 1 — рукава прорезиненные; 2 — рукава непрорезиненные

При параллельном соединении n равноценных участков ($S_1 = S_2 = \dots = S_n$) общее сопротивление системы согласно (63) будет в n^2 меньше сопротивления одного участка, т. е.

$$S_c = S_1 / n^2,$$

где S_1 — сопротивление одного участка.

Таким образом, параллельное соединение линий значительно снижает общее сопротивление по сравнению с сопротивлением одной линии (при двух одинаковых линиях — в четыре раза, при трех — в девять и т. д.).

Рассмотрим смешанную систему (рис. 45, г) с тремя пожарными стволами, вода к которым подается от насоса по магистральной линии, соединенной через разветвление с тремя параллельными рабочими линиями.

Сопротивление отдельной рабочей линии S_p с присоединенным стволом определяют по формуле

$$S_p = n S + S_{ст},$$

где n — число рукавов в рабочей линии; S — сопротивление одного рукава; $S_{ст}$ — сопротивление ствола.

Общее сопротивление рабочих линий S_p определяют по правилу параллельных соединений:

$$S_p = \frac{1}{(1/\sqrt{n_1 S_1 + S_{1 ст}} + 1/\sqrt{n_2 S_2 + S_{2 ст}} + 1/\sqrt{n_3 S_3 + S_{3 ст}})^2} \quad (64)$$

Если рабочие линии и стволы совершенно одинаковы (рис. 45, в), то общее сопротивление устанавливают по формуле:

$$S_p = (n_1 S_1 + S_{1\text{ст}})/g.$$

Сопротивление магистральной линии S_m , составленной из одинаковых рукавов, будет равно

$$S_m = n_m S.$$

Сопротивление всей системы S_c , которую можно рассматривать как последовательное соединение магистральной линии с параллельными рабочими линиями, будет равно сумме сопротивлений составляющих участков

$$S_c = S_m + S_p.$$

Напор у насоса рассчитывается по формуле

$$H = S_c Q^2 + z,$$

где Q — общая подача насоса; z — разность геометрических отметок расположения стволов и автонасоса.

Таким образом, при определении требуемого напора у насоса необходимо в первую очередь вычислить сопротивление системы подачи воды к месту пожара.

Определение расхода воды по заданному напору. Расчет выполняют с учетом характеристик насоса и рукавной системы. Эта задача может быть решена графически и аналитически. При графическом решении задачи, как указывалось в предыдущем параграфе, строят характеристики насоса и рукавной системы, точка пересечения двух полученных кривых соответствует предельным возможностям насоса при данных условиях. При аналитическом способе совместно решают уравнения, описывающие характеристику насоса (60) и рукавной системы (61), например, составленной из последовательно соединенных рукавов (рис. 45, а).

Приравняв правые части этих уравнений, получим

$$a - b Q^2 = S_c Q^2 + H_{\text{св}} + z,$$

выполнив ряд преобразований этого уравнения, найдем величину расхода:

$$Q = \sqrt{(a - H_{\text{св}} - z)/(S_c + b)}.$$

Очевидно, что другая схема соединения рукавов подразумевает использование соответствующего выражения характеристики рукавной линии.

Определение предельной длины рукавных линий. Максимальную длину магистральных линий (рабочие

линии длинными не устраивают) определяют, решая совместно уравнения, характеризующие напор насоса $H = a - b Q^2$ и рукавной системы (рис. 45, в) $H = (S_m + S_p) Q^2 + z$, итак,

$$a - b Q^2 = (S_m + S_p) Q^2 + z.$$

Выразив сопротивление магистральной линии через сопротивление n рукавов $S_m = n_m S$, получим

$$n = (a - b Q^2 - S_p Q^2 - z)/S Q^2.$$

Следует отметить, что из-за неровностей местности необходимости обходить преграды абсолютно прямые рукавные линии проложить не удастся. Поэтому число рукавов при длине каждого по 20 м на отрезке l определяют с 20%-ным запасом, т. е. $n = 1,2 l/20$.

§ 35. Расчет насосно-рукавных систем с помощью таблиц

Некоторые частные задачи по расчету насосно-рукавных систем удобно решать с помощью таблиц, составленных на основании аналитического решения различных примеров. Рассмотрим использование таблиц при определении требуемого напора у насоса в зависимости от схем прокладки рукавных линий. При этом следует руководствоваться общим правилом, что радиус действия компактных струй ручных стволов, применяемых для тушения наружных пожаров, равняется в среднем 17 м. При прокладке нескольких рабочих линий напор у разветвления принимается по линии с максимальным гидравлическим сопротивлением. При размещении стволов на этажах здания высота подъема определяется из расчета 4 м на каждый этаж. Исходя из этих данных, решим ряд примеров.

Пример 1. Определить требуемый напор у насоса при подаче воды по линии $l = 360$ м из прорезиненных рукавов $d = 77$ мм к стволу с насадком $d = 16$ мм. Ствол поднят на уровень четвертого этажа (рис. 45, а).

Решение. Определяем последовательно напор у ствола, присоединенного к рукавной линии $H_{\text{ст}} = 29$ м (табл. 18); расход из ствола, равный подаче насоса, $Q = 300$ л/мин (табл. 18), потери напора в рукавной линии $h = 6$ м (табл. 21). Высота подъема ствола с учетом расположения на четвертом этаже $z = 16$ м.

Необходимый в данных условиях напор составит:

$$H = h + H_{\text{ст}} + z = 6 + 29 + 16 = 51 \text{ м.}$$

Пример 2. Определить напор у насоса при подаче воды по схеме, приведенной на рис. 45, б. Стволы $d=22$ мм подняты на уровень шестого этажа.

Решение. По табл. 18 напор у ствола $d=22$ мм составит $H_{ст}=26$ м; расход из одного ствола $Q_{ст}=500$ л/мин; потери напора в рукавной линии $h=33$ м (табл. 21). Высота подъема ствола $z=4.6=24$ м. Напор у насоса будет равен $H=h+H_{ст}+z=33+26+24=83$ м. Подача насоса по двум параллельным линиям составит $Q=1000$ л/мин.

Пример 3. Определить напор у насоса при подаче воды по трем рукавным линиям со смешанным соединением (рис. 45, в) если стволы подняты на уровень четвертого этажа.

Решение. Так как условия подачи воды по всем рабочим линиям одинаковые, величину напора у разветвления можно определить по любой линии $H_p=40$ м (табл. 19); расход воды из трех стволов с насадками $d=13$ мм, равный подаче насоса, составляет $Q=3 \cdot 200=600$ л/мин (табл. 18). При этом расходе потери напора в магистральной линии приблизительно равны $h_m=22$ м (табл. 21). Высота подъема стволов равна $z=16$ м. Исходя из этих данных, напор у насоса равен: $H=h_m+H_p+z=22+40+16=78$ м.

Таблица 18. Определение напора и расхода из ствола при $R_k=17$

Диаметр насадка d , мм	13	16	19	22	25
Напор у ствола H , м	33	29	27	26	25
Расход из ствола Q , л/мин	200	300	400	500	650

Таблица 19. Определение напора у разветвления для горизонтально проложенных линий

H_p , м	Линия из непрорезиненных рукавов		H_p , м	Линия из прорезиненных рукавов		
	$l = 40$ м $d = 51$ мм	$l = 60$ м $d = 51$ мм		$l = 40$ — 60 м $d = 66$ — 77 мм		
	Диаметр насадка, мм					
40	13—16	—	35	13—16	—	13—25
50	19	13—16	40	19	13—16	—
60	22	19	45	22	19	—
			55	—	22	—

Пример 4. Определить напор у насоса при подаче воды по схеме, приведенной на рис. 45, г. Стволы подняты на уровень второго этажа.

Решение. По табл. 19 определяем напор у разветвления для рабочих линий: для центральной линии $H_p=35$ м, для боковых $H_p=50$ м. Таким образом, принимаем $H_p=50$ м, который обеспечит получение требуемых компактных струй от всех стволов. Расход воды по двум рабочим линиям со стволами $d=13$ мм составит 500 л/мин, а из ствола $d=16$ мм при напоре $H=50$ м расход $Q_{ст}=350$ л/мин (табл. 20). Подача насоса равна $Q=850$ л/мин

Таблица 20. Определение расхода воды Q , л/мин, для рабочей линии

Напор у разветвления H_p , м	Диаметр насадка, мм				
	13	16	19	22	25
	Расход Q , л/мин				
35	200	300	400	500	650
40	200	300	450	550	700
50	250	350	500	600	800
60	250	400	500	650	850

Таблица 21. Определение потерь напора h , м, в магистральной линии

Расход воды Q , л/мин	Рукава $d=66$ мм, длина линии, м									
	60	100	160	200	260	300	380	480	600	800
200	1	2	3	4	5	6	7	9	11	15
300	2	4	6	8	10	13	16	20	24	32
400	3	7	11	14	18	22	29	38	45	60
500	5	11	17	22	28	33	44	55	71	
600	8	17	27	34	44	51	65			
700	10	23	37	47	60					
800	14	30	48	60						
900	18	38	61							

При такой подаче потери напора в магистральной линии h_m составят около 34 м (табл. 21). Учитывая подъем стволов на второй этаж ($z=8$ м), определим требуемый напор насоса:

$$H=h_m+H_p+z=34+50+8=92 \text{ м.}$$

Важнейшим вопросом любого гидравлического расчета насосно-рукавной системы является обеспечение надежности подачи воды по выбранной схеме соединения и условиям прокладки рукавных линий. Для решения этой задачи надо воспользоваться уравнением (60), дающим характеристику насоса, подставив вместо Q значение вычисленной подачи насоса. Решая уравнение, найдем величину напора, который может создать насос при требуемом расходе. Если величина полученного напора больше или равна требуемому — подача возможна, если же меньше — подача не реальна. В последнем случае необходимо или использовать более мощный насос, или изменить схему прокладки рукавных линий.

§ 36. Перекачка воды автонасосами

Если источники водоснабжения расположены на значительном расстоянии от места пожара и один автонасос не может обеспечить требуемого напора, воду перекачивают по рукавным линиям несколькими пожарными насосами, включенными последовательно. Перекачку можно выполнять несколькими способами: через промежуточную емкость, непосредственно из насоса в насос, через бак автоцистерны, используемый в данном случае в качестве промежуточной емкости.

Преимущество первого способа (рис. 46, а) заключается в возможности постоянного контроля за уровнем воды в промежуточной емкости и соответствующей регулировки режима работы насоса. При втором способе (рис. 46, б) для обеспечения надежной работы системы в конце ступени перекачки (у всасывающего патрубка насоса) необходимо иметь избыточный напор, равный 10 м. Образование вакуума в данном случае недопустимо, так как это может привести к сплющиванию рукавов, уменьшению и даже полному прекращению подачи воды. При перекачке по третьему способу (рис. 46, в) для увеличения подачи воду из цистерны забирают через всасывающий рукав, опущенный в ее горловину.

Перекачку осуществляют как по одной линии, так и по двум и более параллельным линиям. Расчет перекачки не следует производить по максимальной подаче насоса (при полностью открытом дросселе), так как из-за колебаний режима работы насосов, некоторого различия их характеристик (например, вследствие изношенности), особенностей рельефа местности и т. д. усредненные рабочие параметры каждого насоса будут значительно отличаться от максимальных.

Расстояние между смежными насосами определяют, используя выражение

$$\alpha H = h,$$

где H — максимальный напор, развиваемый одним насосом; h — потери напора в рукавных линиях между смежными насосами; α — коэффициент режима работы насоса, характеризующий отклонение расчетного режима от режима на максимальных оборотах. Приближенно можно принять $\alpha = 0,75$.

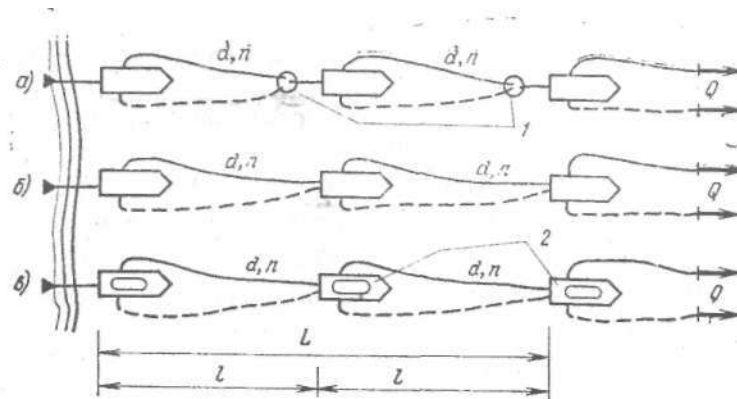


Рис. 46. Схемы перекачки воды автонасосами

a — через промежуточную емкость; b — из насоса в насос; c — через бак автоцистерны; 1 — промежуточная емкость; 2 — бак автоцистерны

Так как при перекачке по одной рукавной линии потери напора составляют $h = n S Q^2$, то

$$\alpha (a - b Q^2) = n S Q^2.$$

Отсюда число рукавов в одной линии между смежными автонасосами равно

$$n = \alpha (a - b Q^2) / S Q^2.$$

При подаче того же расхода по двум параллельным рукавным линиям потери напора уменьшатся в 4 раза, т. е. $h = n S Q^2 / 4$, тогда указанное выше уравнение примет вид:

$$\alpha (a - b Q^2) = n S Q^2 / 4,$$

поэтому расстояние между автонасосами соответственно можно увеличить также в 4 раза по сравнению с его размером при перекачке по одной рукавной линии

$$n = 4 \alpha (a - b Q^2) / S Q^2,$$

где n — число рукавов в одной линии.

При решении задач по перекачке часто требуется определить необходимое число автонасосов, если известны расстояние между водисточником и местом пожара L , разность отметок между ними z , схема прокладки рукавных линий и необходимый расход воды Q (рис. 46).

Суммарный напор, создаваемый всеми насосами перекачки (кроме головного), расходуется на преодоление сопротивления по всей рукавной линии от водо-

источника до головного насоса h и на подъем воды на высоту z .

Это условие при числе насосов перекачки, равное K , можно представить в виде

$$\alpha K H = h + z.$$

Тогда при перекачке по одной рукавной линии

$$\alpha K (a - b Q^2) = n S Q^2 + z.$$

Число автономов (без головного насоса) рассчита-ем по формуле

$$K = \frac{n S Q^2 + z}{\alpha (a - b Q^2)}.$$

При перекачке по двум параллельным рукавным линиям потери напора в системе при $Q = \text{const}$ уменьшатся по сравнению с первым вариантом в 4 раза, т. е. $h = n S Q^2 / 4$, поэтому уменьшится и необходимое для перекачки число автономов:

$$K = \frac{0,25 n S Q^2 + z}{\alpha (a - b Q^2)}.$$

(здесь n — число рукавов в одной рукавной линии между водосточником и головным насосом).

Суммарное число автономов, необходимых для подачи воды к месту пожара с учетом головного насоса, будет равно $K+1$.

При расчете перекачки по сильно пересеченной местности указанными формулами пользоваться нельзя, так как при установке насосов на одинаковом расстоянии друг от друга возможна большая неравномерность в их нагрузке. В этом случае места установки насосов определяют при последовательном расчете расстояний между смежными насосами, начиная от водосточника.

§ 37. Параллельная работа насосов на лафетные стволы

При тушении крупных пожаров используют мощные водяные струи от лафетных стволов. Подача воды к лафетным стволам зачастую производится несколькими пожарными автономными по схемам, изображенным на рис. 47.

Рассмотрим особенности каждой схемы. Условимся, что из лафетного ствола требуется получить струю с

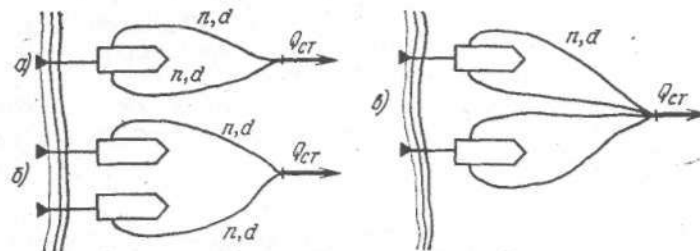


Рис. 47. Схемы подачи воды к лафетному стволу
а — от одного насоса по двум линиям; б — от двух насосов при прокладке одной линии от каждого; в — от двух насосов при прокладке двух линий от каждого

расходом $Q_{ст}$. Тогда свободный напор у ствола должен быть $H_{св} = S_{ст} Q_{ст}^2$. Подача насоса (схема а) будет соответствовать давлению из ствола $Q_{н} = Q_{ст}$. Напор и насоса $H_{н}$ расходуется на преодоление сопротивлений в параллельных линиях, каждая из которых пропускает половину от общего расхода, т. е. $0,5 Q_{ст}$, создание свободного напора у ствола $H_{св}$ и подъем воды на отметку z :

$$H_{н} = n S Q_{ст}^2 / 4 + H_{св} + z.$$

здесь S — сопротивление одного рукава длиной 20 м.

При подаче воды по схеме б каждый насос будет перекачивать только половину от общего расхода из ствола, т. е. $Q_{н} = Q_{ст} / 2$. Напор, необходимый для подачи этого количества воды, будет такой же, что и при подаче по схеме а.

Если от каждого насоса проложить по две линии (схема в), то при подаче одного насоса $Q_{н} = Q_{ст} / 2$ получим уменьшение требуемого напора, потери напора в рукавных линиях снизятся:

$$H_{н} = n S Q_{ст}^2 / 16 + H_{св} + z.$$

Таким образом, с увеличением числа насосов и прокладываемых параллельных рукавных линий снижается нагрузка, приходящаяся на каждый из них.

При подаче воды к лафетным стволам обычно необходимо определить нужное число пожарных автономов в зависимости от вида насосно-рукавной системы. Для расчета запишем равенство характеристик насоса и рукавной системы:

$$a - b Q_{н}^2 = S_{ст} Q_{ст}^2 + z.$$

Определим сопротивление рукавных систем, рассматривая возможные варианты их прокладки — одной и двух линий от каждого насоса.

В первом случае (рис. 47, б), когда от каждого насоса прокладывается одна линия, сопротивление находят по формуле:

$$S_c = n S / K^2 + S_{ст},$$

где K — число автонасосов, соответствующее в данном примере числу линий; $S_{ст}$ — сопротивление ствола.

Во втором случае (рис. 47, а), когда от каждого насоса прокладываются две линии, сопротивление равно:

$$S_c = n S / 4 K^2 + S_{ст}.$$

Расход из ствола представим как сумму расходов воды, подаваемой насосами $Q_{ст} = K Q_n$.

При подстановке соответствующих значений сопротивлений систем в равенство (64), после несложных преобразований, получим расчетные формулы для определения подачи одного насоса и необходимого числа пожарных автонасосов.

Найдем их для схемы б:

$$Q_n = V \sqrt{(a - z) / (n S + S_{ст} K^2 + b)};$$

$$K = Q_{ст} \sqrt{(n S + b) / (a - z - S_{ст} Q_{ст}^2)}.$$

Для схемы в:

$$Q_n = V \sqrt{(a - z) / (0,25 n S + S_{ст} K^2 + b)};$$

$$K = Q_{ст} \sqrt{(0,25 n S + b) / (a - z - S_{ст} Q_{ст}^2)}.$$

Во всех формулах n — число рукавов в одной рукавной линии, S — сопротивление одного рукава.