

ГЛАВА 4. НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ НА СОВРЕМЕННЫХ МЕЛИОРАТИВНЫХ И ВОДОХОЗЯЙСТВЕННЫХ СИСТЕМАХ

4.1. Исследование взаимного влияния фасонных частей и запорной арматуры при гидравлических расчетах систем водоподачи насосных станций (Али М.С., Бегляров Д.С., Бенин Д.М., Короткоручко Д.Ю., Назаркин Э.Е.)

В настоящее время одной из актуальных проблем является повышение эффективности работы насосных станций путем улучшений конструкций сооружения и оборудования.

Схемы коммуникаций напорных трубопроводов, встречаемые в практике, весьма разнообразны и зависят от целевого назначения насосной станции, степени бесперебойности ее работы и т.д. Напорные коммуникации состоят из фасонных частей, запорной и предохранительной арматуры, создающих значительные гидравлические сопротивления, на преодоление которых тратится часть полезного напора насосов и расходуется дополнительная энергия. Однако при всем разнообразии они подчиняются основному требованию: гарантировать быстрое и частое изменения режима работы основного оборудования станции с обеспечением максимальной надежности и экономичности работы системы. При этом необходимо учитывать переходные процессы, возникновение которых в большинстве случаев связано с изменением режима работы насосных станций.

Выбор схемы напорных коммуникаций проводится на основании технико-экономического анализа ряда вариантов, для чего, наряду с другими показателями, необходимо знать величины гидравлических потерь в каждой из намечаемых схем.

Знание этих величин необходимо для определения расчетного напора станции и подбора насосов. Имеющееся в ряде случаев несоответствие

между расчетными и действительными потерями в коммуникациях влияет на режим работы насосов, сдвигая рабочую точку на их характеристике в область пониженного КПД, что приводит к неэкономичной работе станции.

Величина потерь напора в принятой схеме коммуникации будет не одинаковой при различном числе работающих насосов, установленных на станции.

Учитывая большое практическое значение, которое имеют потери напора в коммуникациях, а также невозможность точного их учета ни одним из существующих методов расчетов, была поставлена задача - путем анализа экспериментальных данных ряда исследователей по определению коэффициентов сопротивления фасонных частей, узлов и коммуникаций и выполненных авторами статьи расчетно-теоретических исследований предложить более приемлемые формулы и значения для коэффициентов сопротивления при проектировании и эксплуатации насосных станций.

Состав сооружений насосных станций, их взаимное расположение и конструктивное исполнение зависят от множества факторов: назначения, подачи и напоров, природных условий (рельеф местности, колебания воды в верхнем и нижнем бьефах, объем твердого стока; инженерно-геологические условия), очередности ввода, наличия местных строительных материалов, технического оснащения строительной-монтажной организации и др. [96].

Напорные коммуникации, проводящие воду от насосов к напорным трубопроводам, включают в себя напорные линии насосов и соединительные трубопроводы. Число напорных трубопроводов может быть равно или меньше числа насосов. В случаях, когда число напорных трубопроводов меньше числа насосов, схема напорных коммуникаций будет в значительной степени зависеть от целевого назначения насосной станции, а в функции напорных коммуникаций может входить переключение насосов от одного напорного трубопровода к другому. Напорные коммуникации насосных станций водоснабжения, работающих круглый год, должны обеспечить подачу воды каждым насосом в любой напорный трубопровод. Поэтому на

таких коммуникациях возможны наличие резких поворотов и установка тройников и крестовин с углами 90° . Схемы напорных коммуникаций насосных станций приведены на рисунке 4.1 [10].

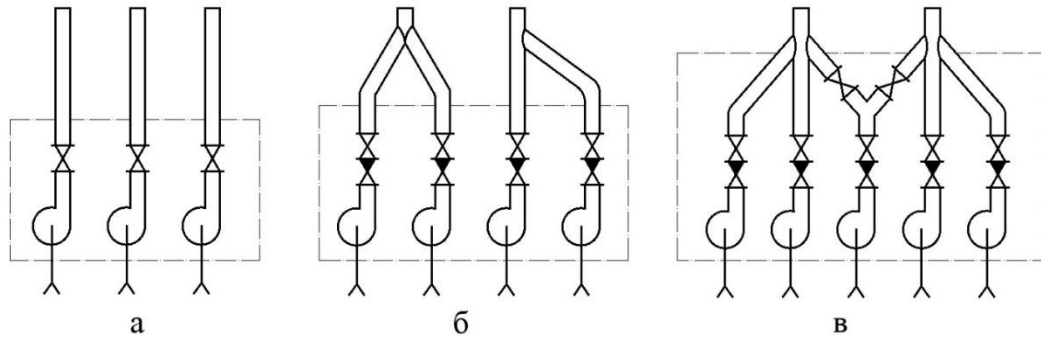


Рисунок 4.1 – Схема напорных коммуникаций насосных станций: а – при работе насосов на индивидуальные трубопровода; б – при числе насосов, кратном числу трубопроводов; в – при числе насосов некратному числу трубопроводов

При коленчатом отводе под углом 60° напорная линия часто включает в себя отвод под углом 30° и диффузор для перехода от напорного патрубка насоса диаметром d_n к напорному трубопроводу диаметром $D_{тр}$.

При работе двух насосов на трубопровод рекомендуется соединение напорных линий под углом 60° , а при работе трех насосов – под углом 45° . При больших углах существенно увеличивается гидравлическое сопротивление соединения, а при меньших углах усложняется изготовление таких соединений.

Диаметры напорных линий $D_{тр}$ назначают по следующим значениям скорости движения в них воды: для $D_{тр} \leq 250$ мм $v_n = 1,5 \dots 2$ м/с, для $D_{тр} \geq 250$ мм $v_n = 2 \dots 2,5$ м/с. Поскольку значение $D_{тр}$ обычно больше значения d_n переходы от напорных линий диаметром $D_{тр}$ к напорным патрубкам диаметром d_n выполняют в виде диффузоров. Длину диффузора принимают равной $l_d = (6 \dots 7) (D_{тр} - d_n)$.

Узлами разветвления трубопроводов являются тройники и развилки. Под тройником подразумевают узел разветвления трубопровода на два отвода при совпадении оси основной трубы с осью одного из отводов. Под

развилкой подразумевают узел разветвления трубопровода на два или более отводов, у которого оси минимум двух отводов не совпадают с осью основной трубы. По числу отводов развилки называют двойными (два отвода) или тройными (три отвода).

В зависимости от расчетного напора и заданных размеров тройники и развилки выполняют сварными из листового проката, литыми, комбинированными из листовых, кованных и литых деталей, соединяемых сваркой. На рисунке 4.2 представлены наиболее распространенные геометрические схемы тройников и развилок [10].

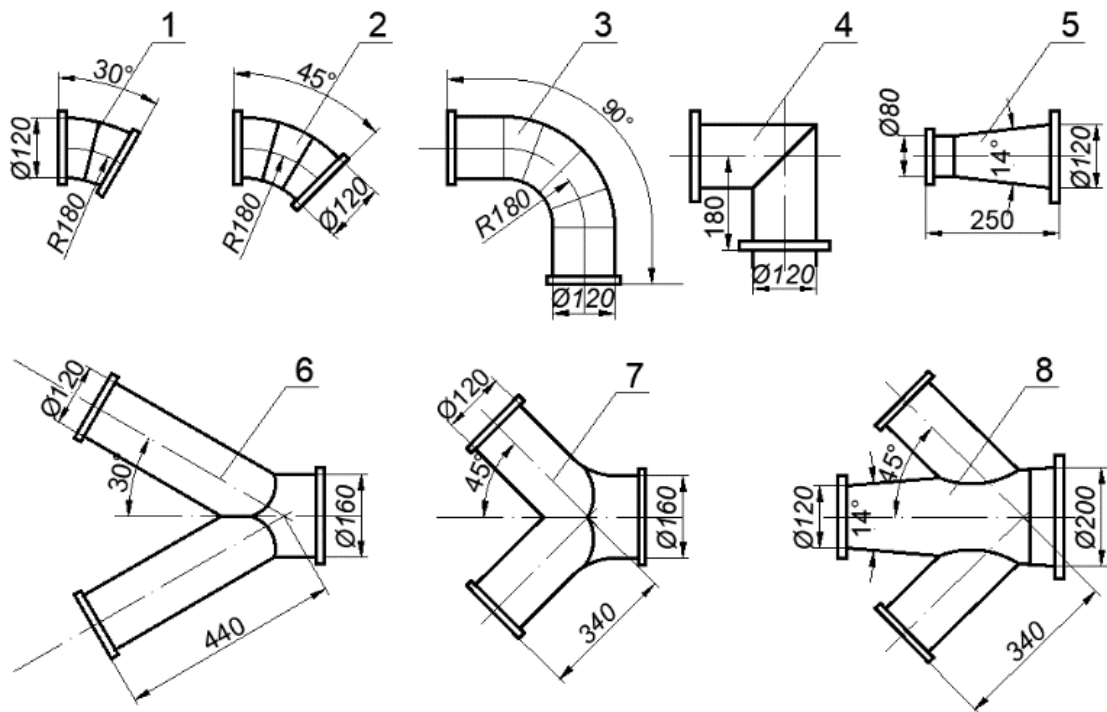


Рисунок 4.2 – Схемы узлов и фасонных частей для коммуникаций насосных станций: 1, 2, 3 - отводы; 4 – колено; 5 – диффузор; 6, 7 - тройники; 8 – крестовина

Целью наших исследований является, во-первых, в обобщении расчетного обоснования значений коэффициентов потерь в системах коммуникаций напорных водоводах (фасонных частях, тройниках, трубопроводной арматуры и т.д.) для обеспечения гарантированного режима работы основного оборудования, и, во-вторых, в выборе методики решения практических задач с использованием модели переходных процессов для

обеспечения максимальной надежности и экономичности работы напорной системы.

Переходные процессы в напорных системах водоподачи в первую очередь связаны с неустановившимся движением жидкости (воды) в трубопроводах, то есть основными являются гидравлические переходные процессы. Впервые уравнения нестационарных процессов, связанных с явлением переходного процесса, были составлены Н.Е. Жуковским. Дальнейшее развитие теории переходного процесса получило в результате работ, проведенных М.А. Мостковым, А.А. Суриным, И.А. Чарным, Л.Ф. Мошниним, А.Ф.Мостковским, Г.И.Кривченко, Н.А. Картвелишвили, В.С. Дикаревским, Д.Н. Смироновым, А.Г. Джвар-шейшвили, Г.И.Мелконяном, Б.Ф. Ляемаевым, В.В. Егоровым, И.И. Куколевским [11, 13, 65, 162, 179].

Переходные процессы возникают в результате изменения режима работы насосных агрегатов и степени открытия трубопроводной арматуры и устройств, поэтому изменения их состояния определяются также механическими переходными процессами.

Вода подается в напорные системы насосами, которые в большинстве случаев приводятся в действие от электродвигателей, поэтому изменение режима работы насосных агрегатов связано и с электрическими переходными процессами.

Поскольку в напорных системах водоподачи основными следует считать гидравлические переходные процессы, вначале будут рассмотрены уравнения, описывающие неустановившееся движение жидкости в напорных трубопроводах.

Для нестационарных процессов необходимо принимать, что сила, вызывающая ускорение движения, будет одновременно приложена ко всем частицам жидкости, находящейся в трубопроводе, и изменение скорости движения жидкости, будет происходить одновременно по всей длине трубопровода.

В этих случаях напор насоса H_n может быть представлен в следующем виде:

$$H_n = H_z(x) + h_m + h_L(x) + h_n(x), \quad (4.1)$$

где $H_z(x)$ – геометрический напор, зависящий от длины части трубопровода, заполненного водой; h_m – потери напора на местное сопротивление, которое обычно сосредоточено в насосной станции; $h_L(x)$ – потери напора по длине трубопровода, зависящие от x ; $h_n(x) = \frac{dQ_n}{dtg} \int_{x=0}^L \frac{dx}{w(x)}$ – инерционный напор, также зависящий от x ; Q_n – подача насоса, $w(x)$ – площадь сечения проточного тракта.

Для описания процесса движения жидкости используются уравнения в частных производных.

В общем случае неизвестными при этом будут являться: давление P (напор H), скорость движения жидкости V (расход Q), плотность жидкости ρ и ее температура t . Все эти величины в общем случае являются функциями координат x, y, z и времени t .

В связи с тем, что температура воды t при неустановившемся движении в трубопроводах напорных систем водоподачи t изменяется незначительно, ее можно принять постоянной.

Плотность воды ρ можно принять функцией только давления P .

Таким образом, неизвестными функциями остаются давление P (напор $H_n = \frac{p}{\rho g} + z$) и скорость движения воды (расход $Q = v \cdot w$).

Для нахождения этих величин используются уравнения движения и уравнение неразрывности, записанные в дифференциальной форме. Дифференциальные уравнения, описывающие процесс гидравлического удара, были получены еще Н.Е. Жуковским. После него большая теоретическая работа в этом направлении была выполнена И.А. Чарным.

Уравнение движения для переменных H и V :

$$\frac{dv}{dt} + v \frac{dv}{dx} + g \frac{dH}{dx} + \lambda \frac{v/v}{2d} = 0, \quad (4.2)$$

где λ – коэффициент сопротивления на трение по длине трубопровода.

Уравнение неразрывности для переменных H и V :

$$\frac{dH}{dt} + v \left(\frac{dH}{dx} - \frac{dz}{dx} \right) + \frac{\alpha^2}{g} \frac{dv}{dx} = 0. \quad (4.3)$$

Система уравнений (4.2) и (4.3) является системой квазилинейных дифференциальных уравнений в частных производных гиперболического типа. Для системы уравнений, записанных в таком виде, не имеется аналитического решения, и для его получения необходимо упрощение этих уравнений.

Пренебрежение членами $\left(\frac{dH}{dx} - \frac{dz}{dx} \right)$ и $\lambda \frac{v/v}{2d}$ превращает (4.2) и (4.3) в обычные волновые уравнения:

$$\frac{dH}{dt} + \frac{\alpha^2}{g} \frac{dv}{dx} = 0, \quad (4.4)$$

$$\frac{dv}{dt} + g \frac{dH}{dx} = 0, \quad (4.5)$$

Общим решением которых является:

$$H = H_0 + \varphi \left(t - \frac{x}{\alpha} \right) + \psi \left(t + \frac{x}{\alpha} \right) \quad (4.6)$$

$$v = v_0 + \frac{g}{\alpha} \left(t - \frac{x}{\alpha} \right) + \frac{g}{\alpha} \left(t + \frac{x}{\alpha} \right), \quad (4.7)$$

где H_0 и V_0 – начальные значения напора и скорости движения воды (до возникновения переходного процесса); $\varphi \left(t - \frac{x}{\alpha} \right)$ и $\psi \left(t + \frac{x}{\alpha} \right)$ – функции, представляющие собой волны изменения давления (напора), распространяющиеся по направлению оси x и соответственно против этого направления.

При численных решениях член $\lambda \frac{|v|v}{2d}$ в уравнении (4.2) обычно учитывается. Следует отметить, что значение λ принимается таким же как и при стационарных режимах воды, т.е. расчет сил трения проводится в квазистационарной постановке; значение скорости движения воды при этом принимается средним по сечению трубопровода.

Узлы отводы, гидравлические сопротивления водозаборных устройств, которые изменяются во времени, могут быть источниками возмущения, вызывающим переходные процессы.

Очевидным условием, определяющим отражение волн в узле i изменения диаметра трубопровода, при сохранении сплошности потока, является равенство нулю алгебраической суммы расходов воды, примыкающих к этому узлу:

$$Q_{i(i-1),j} + Q_{i(i+1),j} = 0, \quad (4.8)$$

которое при замене расходов произведениям скоростей движения воды на площадь поперечного сечения может быть записано в виде:

$$\begin{aligned} & \left[v_{i(i-1),0} + \frac{g}{\alpha_i} (\varphi_{i(i-1),j} - \psi_{i,j}) \right] w_i + \\ & + \left[v_{i(i+1),0} + \frac{g}{\alpha_{i+1}} (\varphi_{i,j} - \psi_{i(i+1),j}) \right] w_{i+1} = 0. \end{aligned} \quad (4.9)$$

Знаки расходов определяются принятой нумерацией узлов: от узла с меньшим номером к узлу с большим номером – «плюс», а от узла с большим номером к узлу с меньшим номером – «минус».

Вторым условием принято равенство напоров в сечениях, примыкающих к узлу изменения диаметра:

$$H_{i,0} + \varphi_{i(i-1),j} + \psi_{i,j} = H_{i,0} + \varphi_{i,j} + \psi_{i(i+1),j}. \quad (4.10)$$

Как правило, диаметр трубопроводов меняется незначительно, поэтому коэффициент местного сопротивления ζ и соответственно потери напора невелики, ими можно пренебречь. В месте изменения диаметра трубопровода изменяются также значения скоростей распространения волн, поэтому α_i и α_{i+1} в общем случае различны. В связи с этим узел, в котором изменяются только скорости распространения волн, условно считается узлом изменения диаметра.

В соответствии с принятыми условиями формулы, определяющие значения $\Psi_{i,j}$ и $\Phi_{i,j}$ записываются в следующем виде:

$$\psi_{i,j} = \frac{2\alpha \psi_{i(i+1),j} + (1-\alpha) \varphi_{i(i-1),j}}{1+\alpha}, \quad (4.11)$$

$$\varphi_{i,j} = \frac{2\alpha \varphi_{i(i+1),j} + (1-\alpha) \psi_{i(i-1),j}}{1+\alpha}, \quad (4.12)$$

$$\text{где } \alpha = \frac{w_{i+1} \alpha_i}{w_i \alpha_{i+1}} = \frac{d_{i+1}^2 \alpha_i}{d_i^2 \alpha_{i+1}}.$$

Предусматривается возможность образования в узле изменения диаметра кавитационного разрыва сплошности потока: давление в узле при этом принимается равным P_{min} . В соответствии с этим значения волн $\psi_{i,j}$ и $\varphi_{i,j}$ равны:

$$\psi_{i,j} = \frac{P_{min}}{\rho g} + z_i - H_{i,0} - \varphi_{i(i-1),j}, \quad (4.13)$$

$$\varphi_{i,j} = \frac{P_{min}}{\rho g} + z_i - H_{i,0} - \psi_{i(i-1),j}. \quad (4.14)$$

Разность расходов воды $Q_{i(i+1),j}$ и $Q_{i(i-1),j}$ в сечениях, примыкающих к месту образования кавитационного разрыва сплошности потока, равна:

$$Q_{i,j} = \left[\frac{P_{min}}{\rho g} - H_{i,0} + z_1 - 2\varphi_{i(i-1),j} + \alpha \left(\frac{P_{min}}{\rho g} - H_{i,0} + z_1 - 2\psi_{i(i+1),j} \right) \right] \quad (4.15)$$

$$\frac{gW_i}{\alpha_i}$$

Изменение объема разрыва сплошности потока за расчетный интервал времени определяется по средней величине разности расходов:

$$\Delta W_{i,j} = \frac{\Delta Q_{i,j} + \Delta Q_{i,j-1}}{2} \Delta t. \quad (4.16)$$

Объем разрыва сплошности вычисляется как сумма $\Sigma \Delta W_i$, с момента уменьшения давления в точке i ниже P_{min} . Ликвидация разрыва сплошности потока принимается при выполнении условия $W_i < 0$.

Изучением гидравлических сопротивлений при нестационарных процессах движения жидкостей в напорных трубопроводах занимались многие ученые. Известны работы

В.С. Дикаревского, С.В. Денисова, У.Р. Лийва, Д.Н. Попова, С.Б.Маркова, Г.И. Мелконяна, Н.А. Панчурина, Г.Д. Розенберга, В. Зилке, Ю.М. Гризодуба, Г.Т. Гасанова, А.В. Мовсумова, Д. Янсена, Д. Суза, Стритера [40, 42, 80,178].

Общие гидравлические потери во внутростанционных напорных коммуникациях для систем водоснабжения и мелиоративных систем складываются из суммарных потерь напора на трение в прямых участках трубопроводов $H_{тр}$ и местных потерь $H_{м}$:

$$H_{общ} = H_{тр} + H_{м} \quad (4.17)$$

В так называемых «длинных трубопроводах» основную роль играют потери трения. Местными же потерями либо пренебрегают, либо подсчитывают их одним из нижеприведенных способов. В системах с большим удельным весом местных сопротивлений и относительно малой длиной прямых участков – «короткие трубопроводы» (к ним можно отнести всасывающие трубопроводы и напорные коммуникации насосных установок)

– основная роль принадлежит местным потерям, и потому правильный их учет имеет существенное значение.

Метод подсчета потерь напора на трение в прямых участках трубопровода $h_{тр}$ общепринят и основан на использовании формулы Дарси-Вейсбаха, определяющей их на участке трубы длиной ℓ и диаметром d , как :

$$h_{mp} = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v_{cp}^2}{2g}, \quad (4.18)$$

где λ – коэффициент гидравлического трения; ℓ – длина трубопровода, м; d – внутренний диаметр трубы; v_{cp} – средняя скорость потока жидкости, м/с; g – ускорение свободного падения, м/с².

Можно отметить, что использование в расчетах величины λ , соответствующей стационарным режимам движения жидкости в трубопроводах, приводит к некоторому запасу в получаемых значениях колебаний давления при переходных процессах по сравнению с фактическим.

Фактические потери энергии в трубопроводе при неустановившемся движении жидкости будут зависеть не только от скорости, но и от ускорения. В связи с этим следует или принимать в расчетах значение $\lambda_{ну}$ переменным, зависящим как от скорости движения жидкости, так и от ускорения, или дополнить уравнение движения членом, в котором потери энергии являются функцией ускорения.

Общие потери на трение H_{mp} складываются из потерь по отдельным участкам прямого трубопровода:

$$H_{mp} = \sum_{i=1}^n h_{тp i}, \quad (4.19)$$

где n - число рассмотренных участков.

При проектировании насосных станций местные потери напора в коммуникациях определяют одним из следующих методов:

1. Метод процентной надбавки.

Сущность этого метода заключается в том, что потери напора в местных гидравлических сопротивлениях, входящих в систему трубопроводов, вычисляют как определенную часть (процент) от потерь напора по длине. По данным некоторых авторов, доля этих потерь в % зависит от длины трубопроводов: при $\ell = 50 \dots 100$ м – 6...10% при $\ell = 200 \dots 600$ м – 3...5 % и при $\ell = 1000$ м – 0%, т.е. местными потерями пренебрегают.

2. Метод надбавки на линейные потери осредненных значений местных потерь напора.

По этому методу величина местных сопротивлений может быть определена с помощью непосредственной оценки каждого местного сопротивления, либо системы в целом без учета диаметра, шероховатости, взаимного влияния и других факторов.

При предварительных расчетах значения местных потерь в коммуникациях насосных станций [13], расположенных на каналах, эти потери рекомендуется принимать 0,75-1,0 м, а для станций на реках - 1,0 - 1,5 м.

3. Метод приведенной длины.

Местные сопротивления по этому поводу заменяют некоторой длиной прямого трубопровода, называемой эквивалентной длиной $\ell_{\text{ЭКВ}}$ и определяют их по формуле Дарси-Вейсбаха:

$$H_{\text{общ}} = \lambda \cdot \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}, \quad (4.20)$$

где $L = \ell + \ell_{\text{ЭКВ}}$, а остальные обозначения те же, что и в формуле (4.2) (4.18).

В некоторых справочниках [10, 80] приводятся значения $\ell_{\text{экв}}$ для различных элементов трубопроводной арматуры в зависимости от скорости воды в ней. Однако этот метод не учитывает того, что различная шероховатость труб должна давать различную величину $\ell_{\text{экв}}$ для одних и тех же местных сопротивлений.

Рассмотренные выше методы пригодны лишь для приблизительной оценки величины местных сопротивлений.

4. Определение местных потерь напора с использованием безразмерных коэффициентов сопротивления.

Этот метод получил в настоящее время наибольшее распространение при гидравлических расчетах. По нему потери напора, затраченные на преодоление какого-либо местного сопротивления, оцениваются в долях от скоростного напора, подсчитанного по средней скорости v непосредственно за рассчитываемым местным сопротивлением (а иногда и перед ним):

$$h_m = \ell \frac{v^2}{2g}, \quad (4.21)$$

где ℓ – коэффициент потерь.

В случае расчета гидравлической системы с несколькими местными сопротивлениями общие потери напора определяются методом суммирования по формуле:

$$H_{\text{общ}} = \sum_{i=1}^n \ell_i \frac{v_i^2}{2g}, \quad (4.22)$$

где n – число местных сопротивлений в системе.

Однако, в практике расстояние между следующими друг за другом местными сопротивлениями бывают часто небольшими, и в этом случае имеет место взаимное местных сопротивлений. Оно выражается в том, что действительные потери напора в узле, состоящем из двух или нескольких сопротивлений и расположенных друг от друга на расстоянии меньше 20...40

диаметров трубопровода, отличаются от таковых, подсчитанной по формуле (4.22).

В отличие от гладких труб в шероховатых трубах дополнительным источником турбулентности, а также дополнительным источником сопротивления является шероховатость стенок, способствующая образованию завихрений и срывов потока.

Для подсчета потерь напора на трение в шероховатых трубах в области квадратичного сопротивления наибольшее применение нашла формула Никурадзе (рисунок 4.3).

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda_{\text{КВ}}}} = 1,74 + 2 \lg \frac{r}{\Delta}, \quad (4.23)$$

где r – радиус трубопровода; Δ – высота выступа шероховатости.

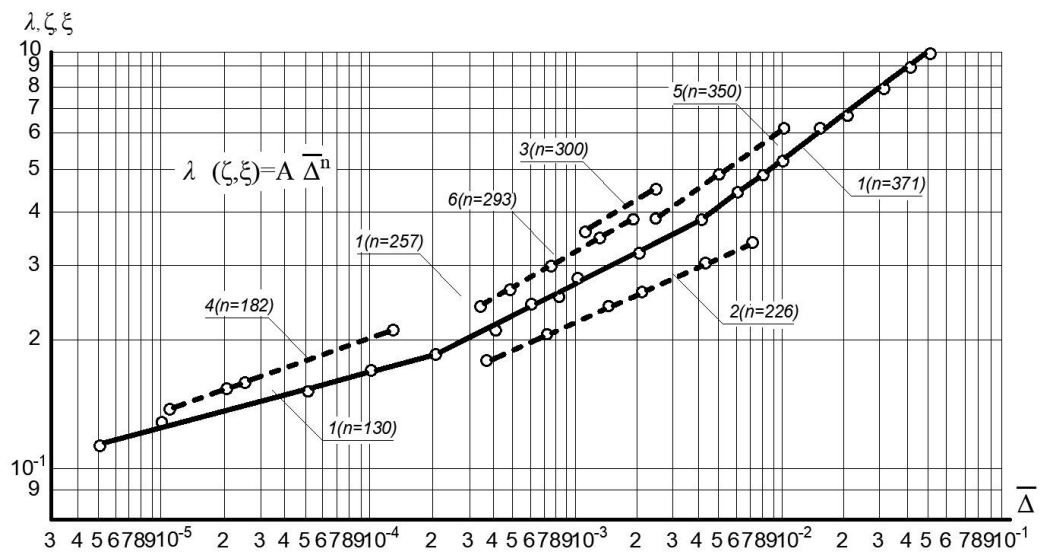


Рисунок 4.3 – Зависимость изменения безразмерных коэффициентов сопротивления λ , ζ , ξ от изменения относительной шероховатости стенок. 1 - λ для шероховатых труб (Никурадзе); 2 - λ для новых стальных труб (Ф.А. Шевелев); 3- λ для труб, бывших в эксплуатации (Ф.А. Шевелев); 4- ξ для турбин (Н.М. Щапов); 5- ζ для фасонных частей и узлов (В.А. Гладков, Н.Е. Фомкин); 6- ζ для фасонных частей (М.В. Шольц)

В разное время для выражения зависимости $\lambda_{\text{кв}}$ были предложены степенные формулы, одна из них зависимость, полученная Ф.А. Щевелевым для стальных и чугунных труб в области квадратичного сопротивления:

$$\lambda_{\text{кв}} = \frac{A}{d^m}, \quad (4.24),$$

где A и m – переменные коэффициенты, зависящие от материала труб и срока эксплуатации:

- для новых стальных труб $A = 0,0121$, $m = 0,226$;
- для новых чугунных труб $A = 0,0143$, $m = 0,284$;
- для стальных и чугунных труб, бывших в эксплуатации
 $A = 0,201$, $m = 0,300$.

На основании анализа результатов своих исследований, В.А. Гладков и Н.Е. Фомкин рекомендовали определять коэффициенты потерь фасонных частей и коммуникаций большого диаметра по коэффициентам потерь их моделей с помощью формулы:

$$\xi_{\text{н}} = \xi_{\text{м}} \frac{1,83}{d_{\text{м}}^{0,07}} \left(\frac{d}{d_{\text{н}}} \right)^{0,35}. \quad (4.25)$$

Краткий анализ упомянутых выше работ позволяет сделать следующие выводы:

1. Величина коэффициентов потерь модели является функцией относительной шероховатости, причем чем меньше относительной шероховатости модели, тем меньше и величина коэффициента потерь.

2. Влияние на величину коэффициента потерь изменения диаметра модели равносильно влиянию изменения относительной шероховатости $\overline{\Delta}$ (при одинаковой абсолютной величине Δ).

Учет влияния на переходные гидравлические процессы задвижек и затворов с ручным приводом сложностей не представляет, так как они

остаются практически в одном положении - обычно в положении полного открытия, в котором коэффициент гидравлического сопротивления ζ для задвижек 0,06...0,2, а для затворов 0,1...0,5. Гидравлические сопротивления при известном ζ определяются как [80]:

$$S_3 = \frac{\zeta}{2gw^2}, \quad (4.26)$$

где w – площадь поперечного сечения запорной арматуры.

Степень открытия запорной арматуры с электро и гидроприводом при переходных процессах может изменяться. При аварийном отключении электропитания может работать лишь арматура с гидроприводом, поэтому для предотвращения полного опорожнения напорных трубопроводов она и устанавливается на напорных линиях крупных вертикальных центробежных насосов. При закрытии запорной арматуры ее коэффициент сопротивления ζ увеличивается от указанных выше значений до бесконечности, причем у затворов это изменение происходит наиболее плавно, чем у задвижек.

Наиболее целесообразно задавать гидравлическое сопротивление закрывающейся или открывающейся арматуры в функции времени $S_3 = f(t)$.

Регулирующая арматура (регуляторы давления) обычно устанавливается в начале напорных трубопроводов. Предохранительная арматура (клапаны для сброса воды) может быть установлена и на напорных линиях насосов и на трубопроводах.

В настоящее время используются две конструкции обратных клапанов: с верхней подвеской диска и с эксцентрично расположенной осью. Степень открытия диска обратного клапана при движении через него воды зависит от соотношений моментов действующих на нее: M_G – от веса диска; M_T – от гидродинамического; $M_{тр}$ – от трения в опорах.

Гидродинамический момент зависит от скорости движения воды:

$$M_r = K_M \rho g \frac{1+\zeta}{2g} d^3 |v| v, \quad (4.27)$$

где K_M – коэффициент гидродинамического момента, зависящий для данной конструкции клапана от угла открытия диска α ; ζ – коэффициент гидравлического сопротивления клапана, также зависящий от α , который изменяется обычно от 65° до 85° .

При учете насосной станции в одном узле уравнения для задания граничных условий будут такими же как в случае, когда в узле установлен один насос. Однако значения некоторых переменных будут несколько другими. Например, гидравлическое сопротивление S_H будет включать в себя не только сопротивление трубопроводной арматуры, но и сопротивление на трение по длине напорных коммуникаций несмотря на то, что распространение волн в них не учитывается. Значения $H_{0,j}$ и $v_{0,j}$ следует понимать как напор и скорость в начале напорного трубопровода.

Результаты исследований, объединенные методикой, разработанной в институте мелиорации, водного хозяйства и строительства имени А.Н. Костякова, (кафедра сельскохозяйственного водоснабжения, водоотведения, насосов и насосных станции), дает возможность проводить расчеты на ЭВМ, используя их при проектировании гидравлических систем. Принятый вид расчетной схемы позволяет относительно просто моделировать структуру сложных напорных систем.

Структура алгоритма принята такой, в которой можно делать любые дополнения к нему без изменения или, в крайнем случае, с минимальными изменениями самого алгоритма. Укрупненная блок-схема расчета переходного процесса показана на рисунке 4.4.

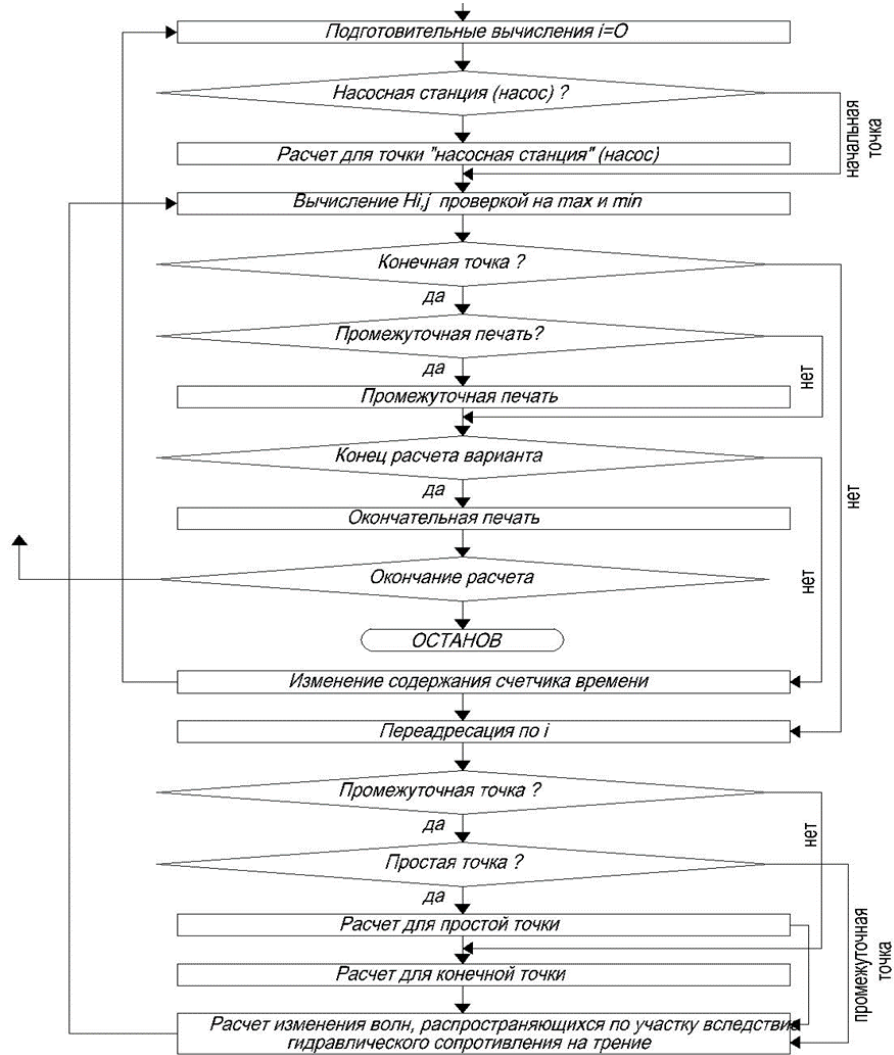
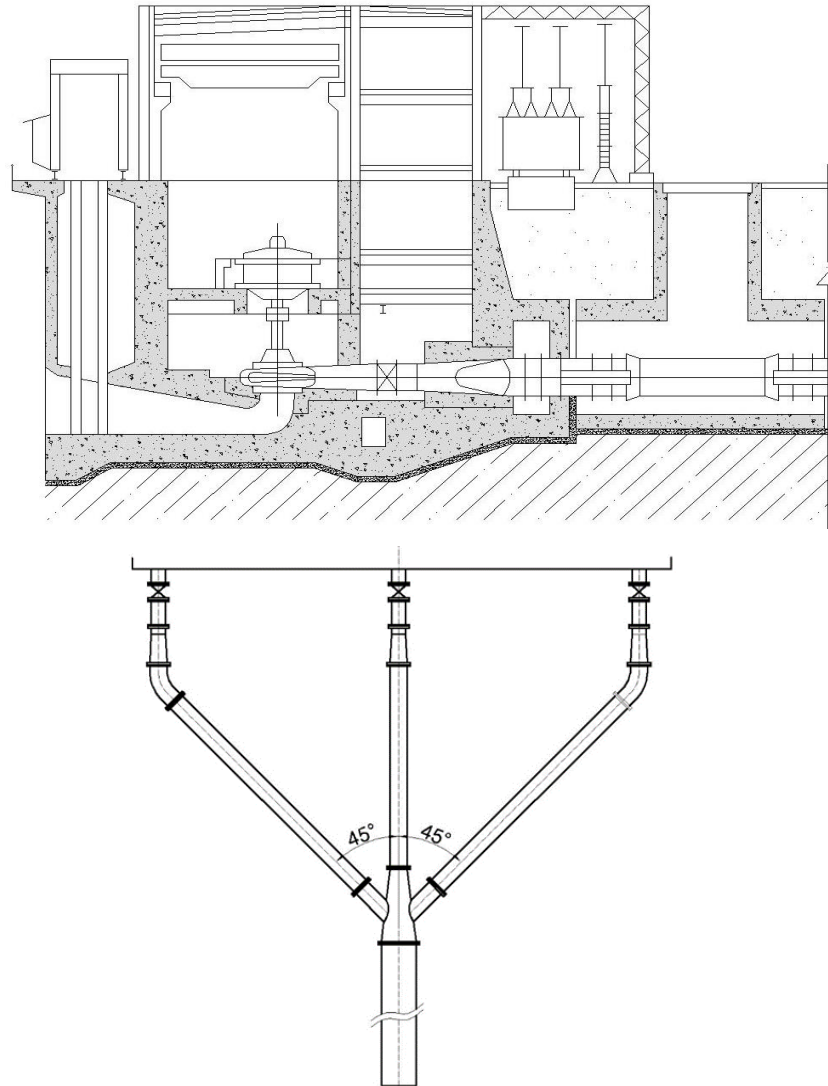


Рисунок 4.4 – Укрупненная блок-схема расчета переходного процесса

После ввода исходных данных и их преобразования к виду, используемому в расчете по разработанной методике, проводится непосредственно расчет для каждой точки схемы напорной системы водоподачи, начиная с нулевой точки, за которую в большинстве случаев принимается насосная станция или насос, и с нулевого момента времени. Далее выполняется проверка расчета для всех точек схемы (проверка на конечную точку); в частном случае при расчете режима пуска с учетом заполнения трубопровода водой начальная точка может быть единственным, то есть может быть и конечной. После выполнения расчета для всех точек для каждого момента сравнивается время t , для которого выполнен расчет с заданным временем протекания переходного процесса $t_{ок}$. При $t \geq t_{ок}$ расчет заканчивается и проверяется, будет ли осуществляться расчет следующего

варианта или он заканчивается. Расчеты проводились на насосной станции PS1 в Сирии (рисунок 4. 5) где установлено шесть насосов марки 120ВЦ-6,3/100, с электродвигателями марки ВДС2-325/69-16, маховой момент ротора которых составляет $GD^2 = 100000 \text{ кгм}^2$. Частота вращения насосного агрегата при нормальной работе равна $n_0 = 375 \text{ мин.}^{-1}$.



*Рисунок 4.5 – Оросительная насосная станция HS1 в Сирии:
а) – поперечный разрез здания станции; б) схема напорных коммуникаций при работе трех насосов на один трубопровод*

Подача воды насосами производится по двум параллельно работающим водоводам длиной $L = 2277$ в напорный бассейн, при статическом напоре $H_{ст} = 83$ м. Обратных клапанов на напорных линиях насосов не установлено.

Каждый водовод состоит из двух частей: начальной части из стальных труб диаметром $d = 2400$ мм, длиной 1100 м и части, ближайшей к напорному бассейну, из железобетонных труб диаметром $d = 2600$ мм, длиной 1177 м.

Присоединение водовода к напорному бассейну осуществлено по принципу сифона. Расчеты проводились для случая работы шести насосов на два водовода, т.е. при наибольшем расходе в водоводах. Производительность каждого насоса до его выключения при этом равна $Q_0^{\text{нас}} = 5,05$ м³/с, а создаваемый напор - $H_0^{\text{нас}} = 95,5$ м, таким образом, потери напора составляют $95,5 - 83 = 12,5$ м.

Потребляемый каждым насосом момент равен $M_0 = 15300$ кгм. Момент, затрачиваемый на трение в сальниках и подшипниках, принят равным 1% от значения M_0 .

Расчеты проводились при значениях скорости распространения ударных волн, равных $\alpha = 1000$ м/сек и $\alpha = 500$ м/сек. Первое из этих значений близко к величине скорости α , определяемой по формуле [179]:

$$\alpha = \frac{\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}}{\sqrt{1 + \frac{\alpha E_{\text{ж}}}{\sigma E}}}, \quad (4.28)$$

где $\sqrt{\frac{E_{\text{ж}}}{\rho}}$ будет представлять собой скорость распространения звука (волн) в жидкости и для воды при $E_{\text{в}} = 2,1 \cdot 10^3$ МПа равна 1425 м/с.

E – модуль упругости стенок трубопровода, МПа;

σ – толщина стенок трубопровода, мм.

Второе соответствует скорости α при значительном количестве нерастворенного в воде воздуха.

Для стальных и железобетонных труб приняты одинаковые значения скоростей α , таким образом, скорость α по всей длине водовода при расчете была принята одной и той же.

Для защиты водоводов от гидравлического удара приняты следующие устройства: резервуар для впуска воды, установленный на расстоянии 339 м от насосной станции (от оси насосов) в точке с отметкой оси водовода 36,75 м, и два клапана для впуска воздуха, установленные на расстояниях 1100 м и 1665 м от насосной станции в точках с отметками оси водоводов 43 и 50 м.

Повышение давления в водоводах в процессе гидравлического удара при скорости $\alpha = 500$ м/сек получается большим, чем при $\alpha = 1000$ м/сек, поэтому в настоящей работе приводятся только варианты расчета при $\alpha = 500$ м/сек.

Для расчета гидравлического удара по разработанной на кафедре методике водовод был разбит на 41 участок.

Длина участка разбивки была принята равной $\Delta L = 55,5$. Общая расчетная длина водовода при этом получается равной $L = 55,5 \times 41 = 2275,5$ м, т.е. на 1,5 м отличается от истинного значения. Принято, что резервуар для впуска воды установлен в шестой точке разбивки, а клапаны для впуска и заземления воздуха в 20-й и 30-й точках, при этом расчетные расстояния от насосной станции до точек установки этой противоударной аппаратуры от насосной станции получились соответственно равным 333 м; 1110 м и 1665 м. Принято, что до выключения насоса потери напора на трение по длине водовода составляют 11,5 м, а 1 м теряется в самой насосной станции, т.е. напор в начальной точке водовода принят равным $H_0^{\text{вод}} = 94,5$ м.

На графике (рисунок 4.6) построены кривые изменения по времени напора, создаваемого насосом $H^{\text{нас}}$, относительной частоты вращения β , скоростей в начале водовода $v_{\text{нач}}$ и в конце водовода $v_{\text{кон}}$ и давлений h_1, h_2, h_3 в точках установки противоударной аппаратуры (h_1 – в месте установки резервуара для впуска воды, h_2 и h_3 – в местах установки клапанов для впуска и заземления воздуха, расположенных соответственно на отметках 43 м и 50 м).

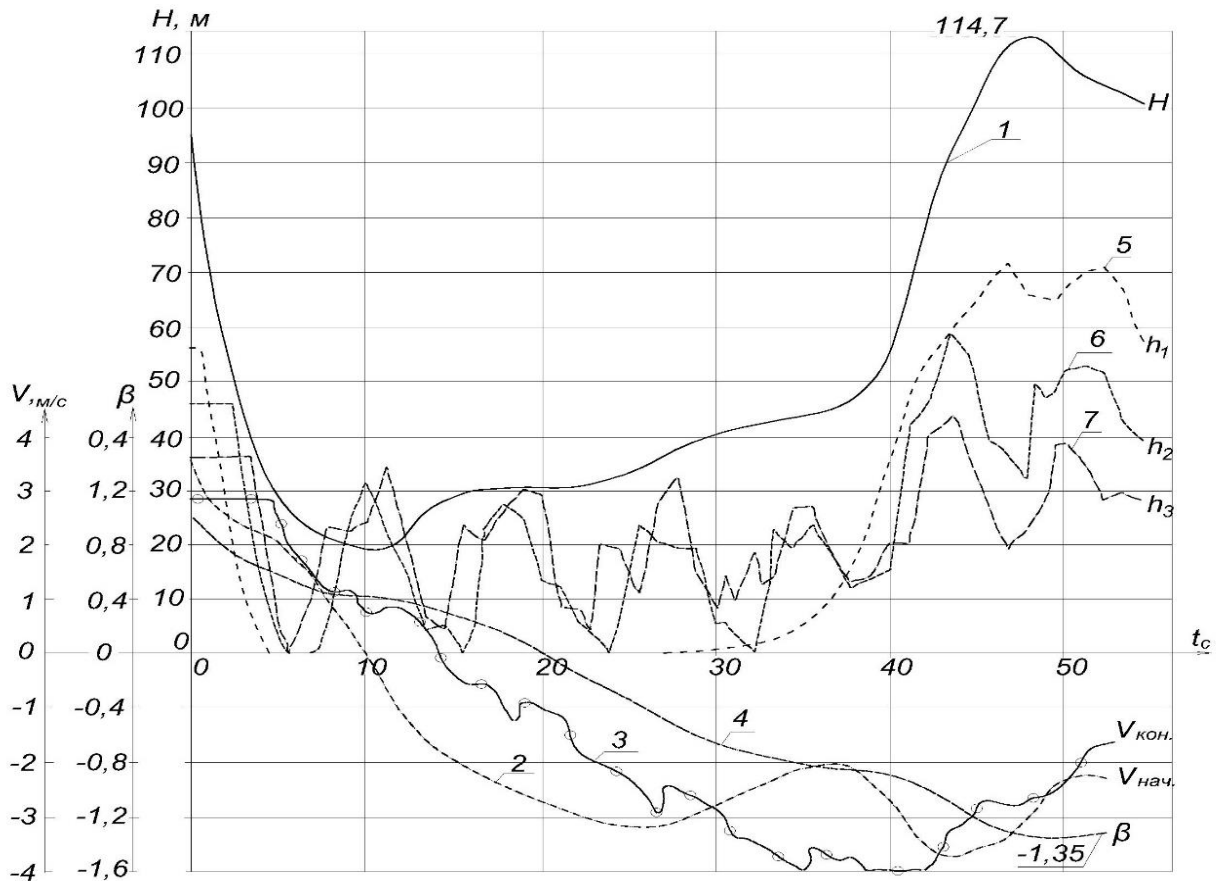


Рисунок 4.6 – Расчет переходных процессов

В таблице 1 для каждого варианта расчета приведены максимальные значения величин, характеризующих процесс гидравлического удара: напора насоса $H_{\max}^{\text{нас}}$, относительной частоты вращения насоса при обратном вращении β_{\min} , величины вакуума в водоводе $h_{\max}^{\text{вак}}$. Кроме этого, в таблице даны максимальные значения L_{\max} и Δv_{\max} , которые означают для точек установки клапанов для впуска и заземления воздуха максимальные расстояния между расходящимися колоннами воды и максимальные разности скоростей расходящихся колонн воды, а для точек установки резервуаров соответственно $\frac{w}{\omega}$ и $\frac{Q_{\max}}{\omega}$ (w - объем воды, поступающий из резервуара в водовод., Q_{\max} - максимальный расход из резервуара, ω - площадь сечения водовода). На основании результатов проведенных расчетов вариантов с различными схемами защиты водоводов от гидравлического удара можно оценить эффективность принятых схем защиты.

При установке в точках с отметками оси водовода 43 и 50 м резервуаров для впуска воды вместо клапанов для впуска и заземления воздуха (третий вариант) результаты получаются практически теми же: $H_{\max}^{\text{вод}} = 100,7$ м, $H_{\max}^{\text{нас}} = 100,0$ м, $\beta_{\min} = -1,25$. Совершенно очевидно, что установка резервуаров для впуска воды в точках с отметками 43 м и 50 м нецелесообразна, так как это является более дорогим и сложным средством защиты по сравнению с установкой клапанов для впуска и заземления воздуха.

При установке в точке с отметкой оси водовода 36,75 м и клапана для впуска и заземления воздуха вместо резервуара для впуска воды (четвертый вариант) результаты расчета отличаются от результатов расчета второго и третьего вариантов значительно: максимальное значение напора в водоводе получается равным $H_{\max}^{\text{вод}} = 115,7$ м, максимальный напор у насоса 114,8 м и максимальная частота вращения при обратном вращении ≈ 500 мин⁻¹ ($\beta_{\min} = -1,34$). Движение в водоводе при гидравлическом ударе более, чем на 20% превышает значение рабочего давления.

Установка на насосных агрегатах тормозов (четвертый вариант) в значительной мере снижает давление при ударе, и оно оказывается почти на всей длине водовода ниже рабочего.

Расчет всех вариантов (кроме восьмого) был проведен для периода времени 55 сек. начиная с момента выключения электропитания двигателей насосов. Расчет восьмого варианта был проведен с учетом закрытия затворов, установленных на напорных линиях, которое начинается одновременно с выключением электропитания и происходит в течение 6 минут по следующей программе: за первые 30 сек. закрытие происходит от 0° до 60° и за последующие 5 минут 30 сек. затвор закрывается полностью. Результаты расчета 8-го варианта показывают, что для данного водовода повышение давления при закрытии затворов в процессе гидравлического удара получается меньшим, чем при полностью открытых затворах (6-й вариант). Максимальное значение напора в водоводе равно

$H_{\max}^{\text{вод}} = 96,8$ м. Значение напора у насоса при обратном движении через него воды достигает величины $H_{\max} = 89,6$ м, а частота вращения насоса при обратном вращении 447 мин^{-1} ($\beta = -1,19$). Расстояние, на которое отойдет колонна воды от напорного бассейна по времени $t = 320$ сек., получилось равным 351 м (скорость в водоводе составляла всего $\approx 0,1$ м/сек).

Сравнение результатов расчета 1-го и 2-го вариантов показывают, что максимальное повышение давления в водоводе при учете опорожнения водоводов получается на 5,2 м меньше, чем без учета опорожнения. Величина статического напора будет составлять 76 м, т.е. будет на 7 м меньше статического напора при нормальной работе насоса.

Основные выводы могут быть сформулированы следующим образом:

1. рассмотренные зависимости и величина коэффициентов потерь напора могут быть использованы при проектировании напорных коммуникаций как мелиоративных насосных станций, так и для станций водоснабжения.

2. использование на основе теоретического обобщения существующих методик расчета и математических моделей дали возможность проводить с необходимой степенью точности расчеты переходных процессов в сложных напорных системах с насосными станциями, входящих в комплексы сооружений водного хозяйства.

Таблица 4.1

Результаты расчета гидравлического удара в водоводах насосной станции НS1

| № варианта с противоударной арматурой | Максимальная величина напора | | | Максимальная величина вакуума в водоводе $h_{\text{вак}}^{\text{max}}$, м | Максимальная частота вращения и обратном вращении β_{min} | Отметка оси водовода 36,75 м | | Отметка оси водовода 43,0 м | | Отметка оси водовода 50 м | |
|---|--|---|---|--|--|------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-------------------------------|---------------------------|-------------------------------|
| | J насоса $H_{\text{нас}}^{\text{max}}$, м | В начале водовода $H_{\text{нач}}^{\text{max}}$, м | По длине водовода $H_{\text{вод}}^{\text{max}}$, м | | | L_{max} , м | Δv_{max} , м/с | L_{max} , м | Δv_{max} , м/с | L_{max} , м | Δv_{max} , м/с |
| 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| 1. Установка: 1 РВВ и 2-х КВЗВ | 104,30 | 104,9 | 107,10 | 12,21 | -1,28 | 25,83 | 2,0 | 0,38 | 0,28 | 0,043 | 0,15 |
| 2. Установка: РВВ с учетом отхода колон и 2-х КВЗВ | 99,30 | 100,1 | 101,91 | 12,40 | -1,25 | 25,60 | 2,0 | 0,39 | 0,28 | 0,043 | 0,14 |
| 3. Установка: 3-х РВВ | 99,4 | 100,0 | 100,7 | 5,40 | -1,25 | 25,30 | 2,1 | 0,35 | 0,28 | 0,043 | 0,15 |
| 4. Установка: 2-х РВВ и 1 КВЗВ | 114,81 | 115,7 | 114,8 | 12,45 | -1,34 | 25,60 | 2,0 | 0,39 | 0,28 | 0,043 | 0,15 |
| 5. Установка: тормоза, 1 РВВ и 2-х КВЗВ | 95,50 | 94,5 | 94,5 | 12,45 | -0,00 | 24,49 | 2,0 | 0,39 | 0,28 | 0,043 | 0,15 |
| 6. Установка: 1 РВВ (учитывается изменение уровня) и 2-х КВЗВ | 97,10 | 97,7 | 98,8 | 5,40 | -1,24 | 33,12 | 2,4 | 0,39 | 0,10 | 0,043 | 0,15 |
| 7. Установка: 1 РВВ (учитывается изменение уровня) и 2-х КВЗВ | 95,5 | 94,5 | 94,5 | 6,27 | -1,11 | 33,12 | 2,39 | 0,39 | 0,10 | 0,043 | 0,15 |
| 8. Установка: 1 РВВ и 2-х КВЗВ и учитывается закрытие затвора | 95,5 | 86,3 | 96,8 | 5,4 | -1,19 | 31,90 | 2,37 | 0,39 | 0,10 | 0,045 | 0,15 |

Примечание: РВВ – резервуар для впуска воды; КВЗВ – клапан для впуска и заземления воздуха