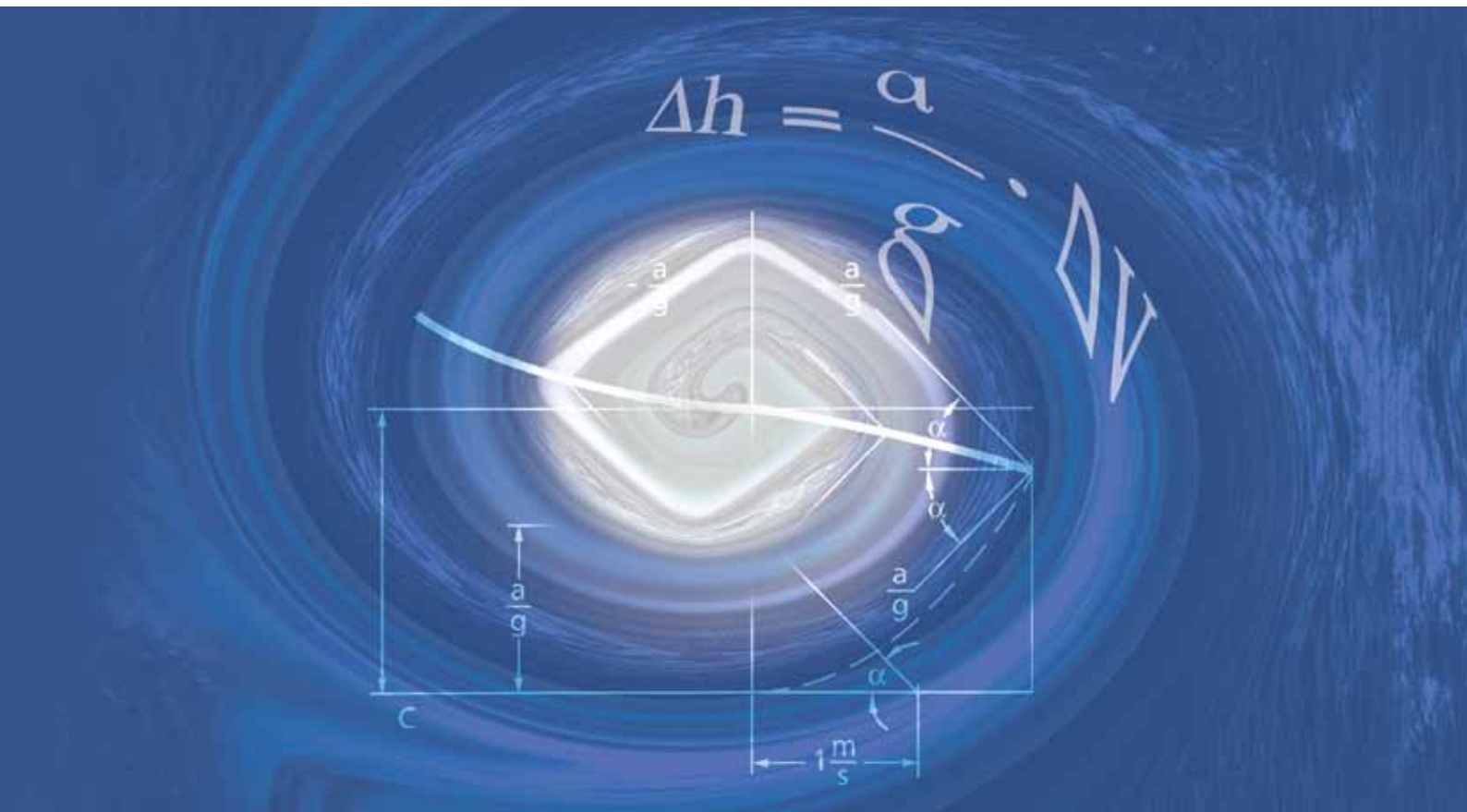


Гидроудар



	Стр.
1. Введение.....	3
2. Общие положения – Проблема гидравлического удара	4
2.1. Установившееся и неустойчивое течение в трубопроводе	4
3. Гидравлический удар	6
3.1. Инерция	6
3.2. Упругость жидкости и стенок трубы	7
3.3. Резонанс	10
4. Уравнение Жуковского	11
4.1. Ограничения действия уравнения Жуковского	12
5. Математическое моделирование гидравлического удара.....	15
5.1. Точность модельного расчета гидроудара.....	15
5.2. Силы от гидроудара, действующие на трубопровод.....	16
6. Практический компьютеризованный анализ гидроудара	17
6.1. Техническое выполнение	17
6.2. Взаимодействие между заказчиком и стороной, выполняющей анализ гидроудара.....	17
7. Применение эмпирических формул и ручных вычислений	18
8. Основные способы защиты от гидроудара.....	20
8.1. Аккумуляция энергии	20
8.1.1. Применение гидровоздушных баков	20
8.1.2. «Трубные стояки», односторонний водяной замок	22
8.1.3. Маховик насоса.....	22
8.2. Клапаны выпуска/впуска воздуха	23
8.3. Приводные клапаны.....	23
8.4. Обратные клапаны	24
9. Примеры	25
9.1. Пример: магистральная система водоснабжения	25
9.2. Пример трубопровода ливнеотстоков.....	26
Модельные параметры.....	26
Расчет фактического состояния, первые результаты	27
Меры по защите от гидроударов	28
10. Рекомендованная литература для углубленного изучения	30
Авторы.....	30

1. Введение

Большинство инженеров, занимающихся проектированием насосных установок, знакомы с такими терминами как «гидравлический удар», «скачок давления» или применительно к воде - «гидроудар (ударная волна)». Вопрос о том, необходим ли на стадии проектирования анализ нестационарного потока с точки зрения возникновения гидроудара, является неоднозначным. При неблагоприятных условиях возможны повреждения, вызванные гидравлическим ударом, при длине трубопровода более ста метров и расходе, составляющем лишь десятые доли литра в секунду. И даже очень короткие без промежуточных опор трубопроводы на насосной станции могут быть повреждены резонансными колебаниями, если они недостаточно тщательно закреплены. Однако в инженерных сетях зданий, например, в системах теплоснабжения и питьевого водоснабжения, где трубы обычно короткие и имеют небольшое поперечное сечение, данное явление практически не встречается.

Владельцы или операторы трубопроводных систем, подвергшихся воздействию гидроудара, неохотно предоставляют информацию о любых повреждениях, вызванных этим явлением. Однако, при изучении фотографий мест некоторых аварий (Рис. 1-а, 1-б, 1-с) становится очевидным следующее: ущерб, причиненный волной давления, значительно превышает затраты на превентивный анализ и меры по защите от гидравлического удара и скачков давления.



Рис. 1-а: Полностью разрушенная напорная труба DN 600 (толщина стенок 12 мм)

Соответствующее исполнение компонентов защиты от гидравлического удара и скачков давления, таких, как воздушная подушка или аккумулятор¹, маховик насоса и воздушные клапаны (срыв вакуума), уже давно является нормой в технике. Брошюра технической инструкции W 303 "Dynamic Pressure Changes in Water Supply Systems" (Колебания динамического давления в системах водоснабжения), изданная Немецкой ассоциацией газовой и водной отраслей, содержит четкое указание на то, что импульсы давления непременно должны учитываться при разработке и обслуживании систем водоснабжения; в противном случае это может привести к значительным убыткам. Это означает, что во избежание риска гидроудара анализ пульсаций давления должен быть представлен для каждой опасной гидравлической трубопроводной сети, подверженной опасности возникновения гидроудара. Для этих целей применяется соответствующее программное обеспечение – важнейший инструмент для специалиста по анализу пульсаций давления.

Консультанты и разработчики трубопроводных систем сталкиваются со следующими вопросами, на которые мы попытаемся ответить в данной брошюре:

- Как узнать, существует ли риск возникновения гидравлического удара?
- Какую роль играют формулы приближенного расчета гидравлического удара?
- Может ли анализ пульсаций давления одной трубопроводной сети быть использован в качестве основы для выводов по подобным системам?
- Какие параметры требуются для анализа пульсаций давления?
- Сколько стоит анализ пульсаций давления?
- Насколько надежно и экономично функционирует предлагаемое оборудование по защите от гидравлического удара и скачков давления?
- Насколько надежным является компьютеризированный анализ пульсаций давления?

Разработчики трубопроводных систем и аналитики пульсаций давления должны сотрудничать с целью экономии времени и денежных средств. Гидравлический удар – это явление комплексное; цель брошюры – донести до пользователя основные знания по многосторонности этого явления без чрезмерного их упрощения.



Рис. 1-б: Разрушенный суппорт (двухавтовый профиль 200 мм окончательно деформирован)



Рис. 1-с: Обратный клапан DN 800 после скачка давления в напорной трубе

¹ Полное название «Сосуд под давлением с газовой подушкой» применяется на практике редко. «Воздушная подушка» или «аккумулятор» накапливает/отдает потенциальную энергию путем сжатия/расширения воздушной подушки над жидкостью в закрытом сосуде (снятие пиков пульсаций).

2 Общие положения – Проблема гидравлического удара

2.1 Установившееся и неустановившееся течение в трубопроводе

Говоря о давлении жидкости, необходимо различать избыточное давление [р бар], абсолютное давление [р бар (а)] и гидростатический напор h [м]. Гидростатический напор (высота давления) h обозначает высоту однородного столба жидкости, который производит определенное давление p . Величиной "h" всегда обозначают относительную высоту (например, плоскость отсчета, уровень расположения осевой линии или зенита трубы).

Как правило, разработчики системы начинают с определения величин установившегося рабочего давления и объемного расхода. В этой связи термин «установившийся»² означает то, что объёмная подача, напор и частота вращения насоса остаются неизменными. На рис. 2.1-а изображен типичный профиль установившегося течения:

При неизменном диаметре трубы и постоянной шероховатости поверхности ее внутренних стенок кривая гидростатического напора становится прямой линией. В простых случаях установившаяся рабочая точка насоса может быть определена графически. Для этого необходимо найти точку пересечения характеристической кривой насоса с характеристикой трубопровода.

Систему водопровода невозможно постоянно эксплуатировать в установившемся режиме, т.к. пуск и выключение одного лишь насоса изменяет условия рабочего режима. В общем, любые изменения в условиях эксплуатации и любые нарушения в работе становятся причиной колебаний давления и расхода, иначе говоря, приводят к изменяемому во времени режиму течения. Такой режим течения обычно рассматривается как неустановившийся или переходный. Говоря о давлении, подразумевают динамические изменения давления или неустановившееся давление.

Основными причинами неустановившегося режима течения являются:

- Аварийное отключение насоса, произошедшее в результате отключения электропитания или перебоя в подаче электроэнергии.
- Пуск или остановка одного или нескольких насосов из числа находящихся в эксплуатации.
- Закрытие или открытие запорной арматуры в трубопроводной системе.
- Возбуждение резонансных колебаний из-за насосов с нестабильной характеристической кривой Q/H .
- Изменения уровня жидкости на всасывании.

Рис. 2.1-б может служить в качестве примера, показывающего огибающую давления³ после аварийного отключения насоса - с использованием и без использования воздушной подушки.

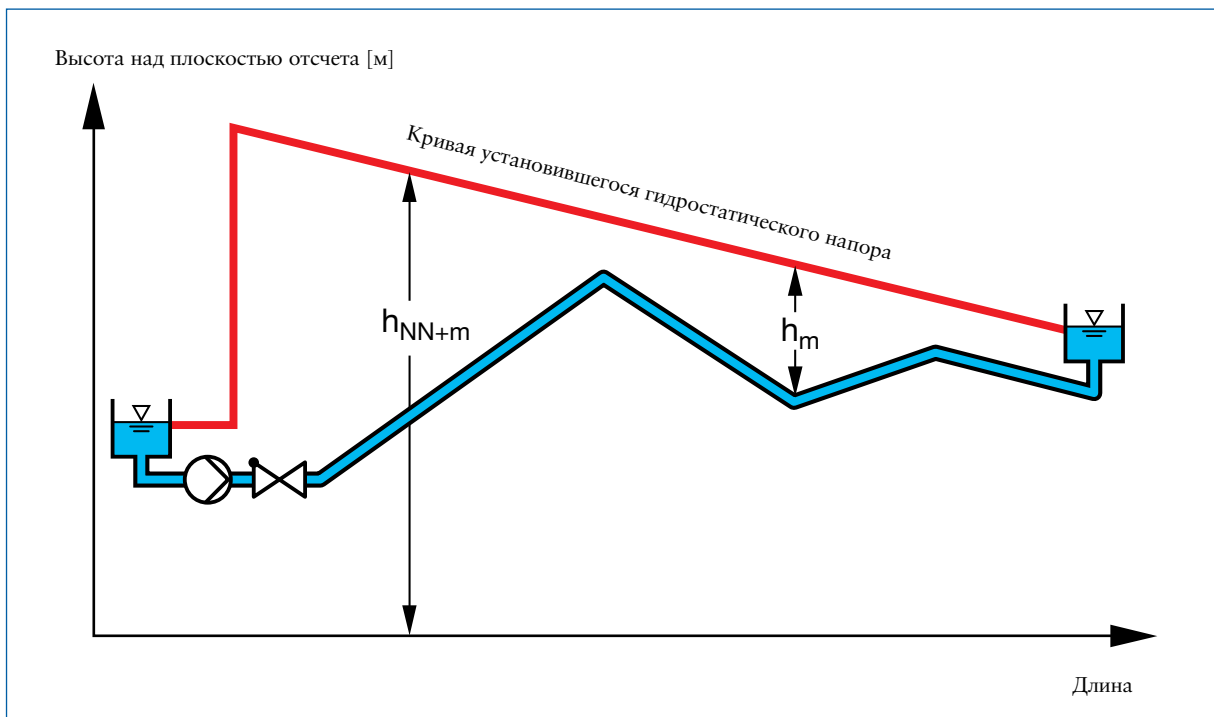


Рис. 2.1-а: Кривая установившегося гидростатического напора насосной установки

² Не путать с термином «статический».

³ Термин «огибающая давления» относится к области, определяемой минимальной и максимальной кривыми напора вдоль результирующей линии, огибающей все данные по динамическим давлениям, зафиксированным в течение рассматриваемого периода времени.

$h_{уст}$ на Рис. 2.1-б – это кривая установившегося гидростатического напора. Огибающие гидростатического напора h_{minWK} и h_{maxWK} были получены на установке с воздушной подушкой, а огибающие h_{min} и h_{max} – на установке без воздушной подушки. В то время как h_{minWK} и h_{maxWK} находятся в пределах допустимого диапазона давления, h_{min} показывает давление паров (макрокавитацию) на участке трубы длиной от 0 м до приблизительно 800 м. Почти на протяжении всей длины трубы величина h_{max} превышает допустимое номинальное давление трубы PN 16 (отмеченной на графике как "PN трубы") и, следовательно, является неприемлемо высокой.

Как правило, давление паров является наиболее неблагоприятным явлением, которое может приводить к следующим нежелательным эффектам:

- Вдавливание или коробление тонкостенных стальных труб или пластиковых трубок.
- Выкрашивание цементной облицовки трубы.
- Попадание грязной воды в трубопроводы питьевой воды через неплотности трубных муфт.

Длина трубы L:	2624 м
Внутренний диаметр трубы D _i :	605.2 мм
Установившийся расход:	500 л/с
$H_{ст}$:	287.5 м
$H_{вых}$:	400 м

Впускная труба воздушной подушки с обводной байпасной линией и обратным клапаном $V_{возд} = 3.8 \text{ м}^3$, $V_{воды} = 6.2 \text{ м}^3$

Мы вернемся к предмету макрокавитации, т.е. явлению разрыва столба жидкости, в разделе 3.1.

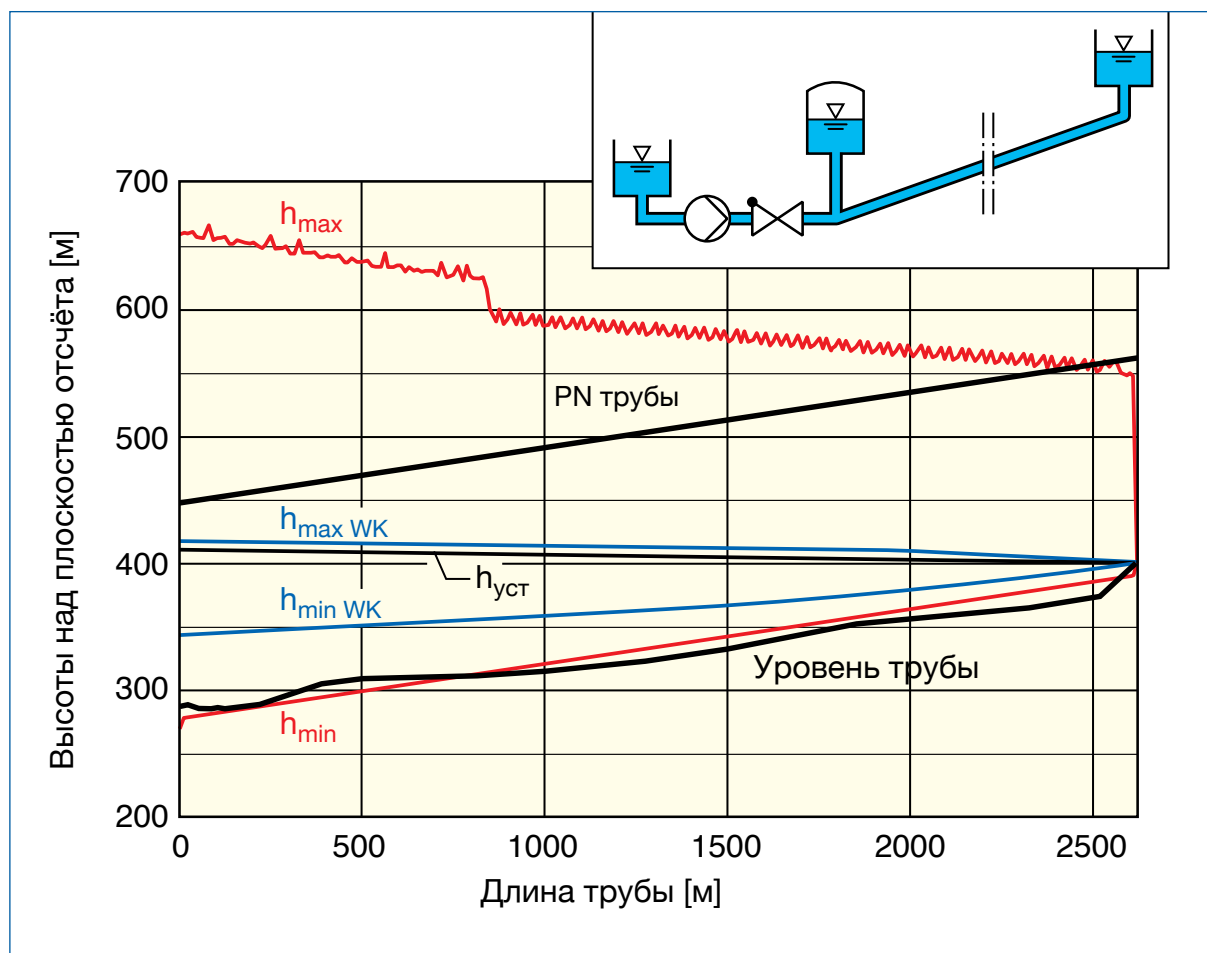


Рис. 2.1-б: Огибающая гидростатического напора при динамических изменениях давления, вызванных внезапной остановкой насоса

3. Гидравлический удар

Динамические изменения давления также называются пульсациями давления или, применительно к водным системам, гидравлическим ударом. Последний термин обозначает те нежелательные эффекты, которые, сопровождая пульсации давления, подобно ударам молота, могут воздействовать на трубы и компоненты системы. Гидравлический удар является причиной дополнительного увеличения динамической нагрузки на систему трубопровода, запорные клапаны, крепежные элементы, суппорты, компоненты системы и др. Термином «гидравлический удар» обозначают как повышение, так и понижение давления. В отличие от силы давление является ненаправленным, т.е. оно не имеет вектора. Только после того, как гидростатический напор начнет действовать на ограниченную площадку, возникает сила, действующая в направлении нормали к данной площадке.

Так как предотвратить скачки давления при эксплуатации трубопроводной системы невозможно в принципе, важнейшим моментом является удерживание динамических изменений давления в контролируемых пределах. Ситуация осложняется тем, что ущерб, причиненный недопустимыми пульсациями давления, не всегда является видимым. Зачастую последствия их воздействия, например, образование трещин в трубе, ослабление или отсоединение фланцев трубы, проявляются спустя долгое время. Причина повреждения в таком случае неизвестна.

Некоторые из типичных повреждений, вызванных гидравлическим ударом, перечислены ниже:

При повышении давления:

- Разрыв трубы
- Повреждения крепежных устройств трубы
- Повреждения насосов, фундаментов, фитингов и трубопроводной арматуры

При понижении давления:

- Смятие пластиковых и тонкостенных стальных труб
- Выкрашивание цементной внутренней облицовки труб
- Подсос грязной воды или воздуха в трубопровод через фланцевые соединения или соединительные муфты, сальниковые уплотнения или места утечки
- Разрыв столба жидкости (сплошности потока), за которым следуют высокие скачки давления, когда отдельные столбы жидкости воссоединяются с ударом (макрокавитация)

3.1 Инерция

Быстрое перекрытие запорного клапана в трубопроводе приводит к тому, что сила инерции столба жидкости действует на затворное устройство клапана. Это повышает давление, оказываемое на ту сторону клапана, которая обращена вверх по течению, в то время как на стороне клапана, которая обращена вниз по течению - давление падает. Рассмотрим пример: труба DN 200, L = 900 м, v = 3 м/с, масса воды в трубопроводе рассчитывается по формуле:

$$m_{\text{воды}} = \frac{0,2^2 \pi}{4} \cdot 900 \cdot 1000 = 28274 \text{ кг}$$

Это приблизительно то же самое, что масса грузовика; v = 3 м/с соответствует 11 км/ч. Другими словами, при внезапной остановке потока наш грузовик (поставим его в менее абстрактные условия) врежется в стену (закрытый запорный клапан) на скорости 11 км/ч (масса воды внутри трубы). Применительно к нашему трубопроводу это означает, что аналогичный процесс, происходящий внутри трубы, приведет к высокому давлению и значительной силе, действующей на запорный клапан.

В качестве иллюстрации другого примера инерции на Рис. 3.1-а изображена напорная труба насоса. В случае очень небольшого момента инерции насоса приводит к его внезапной остановке, что оказывает тот же эффект, что и внезапно перекрытый запорный клапан, только на этот раз – на стороне клапана, обращенной вниз по течению. Сила инерции приводит к тому, что поток жидкости на стороне насоса, обращенной вниз по течению (напорный трубопровод), отрывается, образуя кавитационную полость, состоящую из смеси паров воды и выходящего растворенного воздуха. Когда столб жидкости впоследствии возвращается и воссоединяется с ударом, возникает высокое давление. Это явление (разрыв столба жидкости с последующим воссоединением) называется макрокавитацией⁴.

⁴ Макрокавитацию в трубопроводе не следует путать с микроскопической кавитацией, вызывающей эрозию в насосе и на лопастях турбины. Микропузырьки пара захлопываются в одном и том же месте с характерным локальным высоким давлением до 1000 бар или более. В случае макрокавитации не происходит повторного напряжения этого вида или бомбардирования резко очерченной области поверхности материала. Повышение давления при макрокавитации значительно ниже.

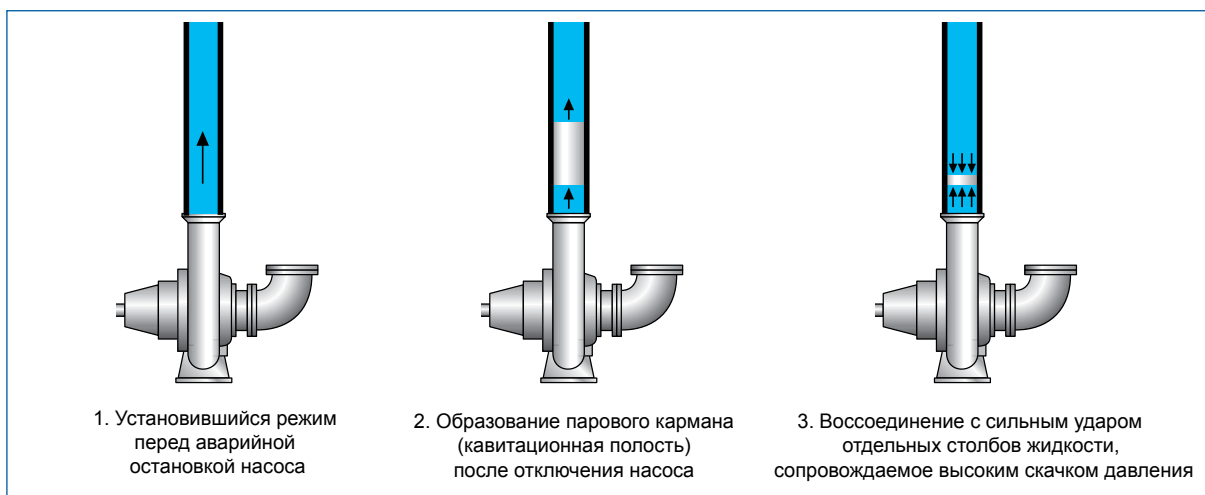


Рис. 3.1-а: Макрокавитация после аварийного останова насоса

3.2. Упругость жидкости и стенок трубы

Предпринятая в разделе 3.1 попытка изображения гидравлического удара, произошедшего в результате инерции массы воды, верна лишь отчасти, так как она не содержит поправки на упругость жидкости и стенки трубы. При использовании ремней безопасности в автомобиле и не слишком высокой скорости даже лобовое столкновение в наше время не подвергает водителя чрезвычайно сильной опасности, так как движущая сила транспортного средства превращается в безопасную теплоту деформации⁵. Однако в противоположность кузову автомобиля вода и стенки трубы являются упругими, хотя они так тверды, что упругие свойства оказываются незаметными при каждодневном использовании.

Что на самом деле происходит внутри трубы, более точно описано на примере скольжения тяжелой стальной пружины по трубе. Эта пружина претерпит упругую деформацию при резкой остановке (Рис. 3.2-а).

Фронт деформации пружины движется в направлении противоположном первоначальному направлению движения пружины, со скоростью типичной для стальной пружины, т.е. с быстротой распространения волны "а" в м/с.

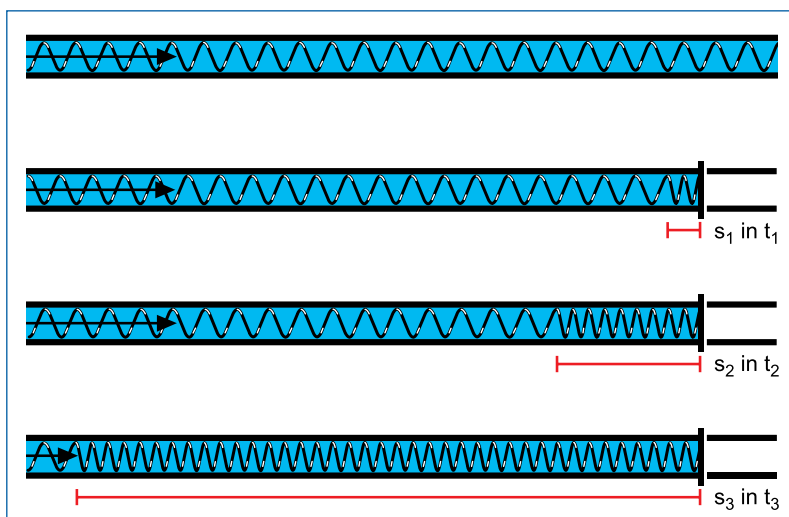
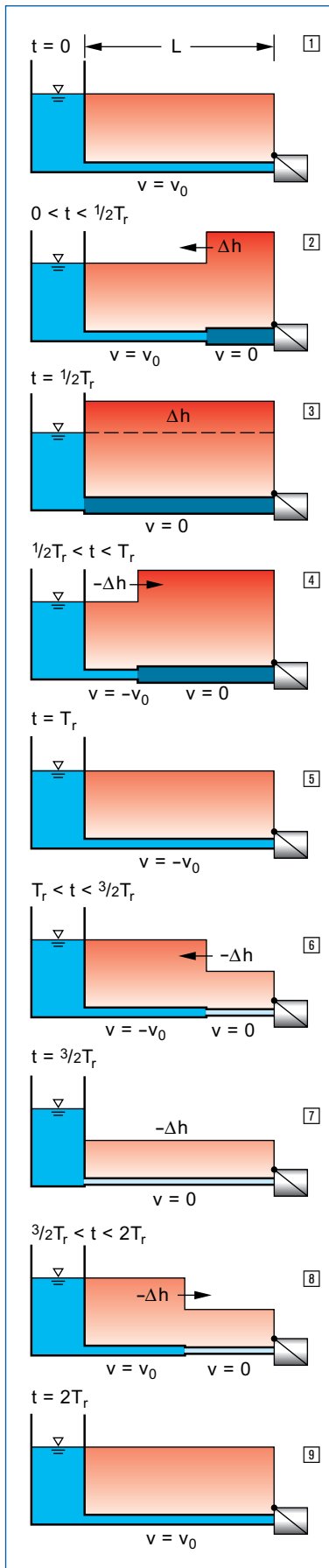


Рис. 3.2-а: Внезапное перекрытие запорного клапана, иллюстрированное тяжелой стальной пружиной

В зоне сжатия скорость скольжения стальной пружины повсеместно составляет $v = 0$.

Рассмотрев несколько показательных примеров, выбранных для иллюстрации нашего предмета, вернемся к реальной ситуации внутри трубы, показанной на Рис. 3.2-б (трение принято пренебрежимо малым). Запорный клапан, установленный на нижнем по течению конце горизонтальной трубы с постоянным внутренним диаметром, питаемой из резервуара при постоянном давлении, внезапно перекрывается:

⁵ Для того, чтобы вынести регулярные толчки в движении на парковочных местах, автомобили должны быть упругими. Однако для того, чтобы уменьшить повреждения при столкновении на большой скорости, производители автомашин тратят огромное количество времени и средств, чтобы сделать их продукцию настолько жесткой, насколько это возможно!



1 При $t = 0$, профиль давления является устоявшимся, что показано кривой гидростатического напора, проходящей по горизонтали в предположении отсутствия трения. При установившемся рабочем режиме скорость потока равняется v_0 .

2 Внезапное перекрытие запорного клапана, установленного на нижнем по течению торце горизонтальной трубы, вызывает импульс высокого давления Δh , и стенка трубы растягивается. Созданная волна давления движется в направлении, противоположном установившемуся движению потока, со скоростью звука и сопровождается понижением скорости потока до $v = 0$ в зоне высокого давления. Этот процесс происходит в период времени $0 < t < 1/2 T_r$, где T_r - это количество времени, необходимое для того, чтобы волна давления прошла вверх и вниз по всей длине трубопровода. Важнейшая величина T_r - это время отражения трубы. Она имеет величину $2L/a$.

3 При $t = 1/2 T_r$ в резервуаре появилась волна давления. Так как давление в резервуаре $p = \text{постоянно}$, в этой точке наблюдаются неравные условия. При смене знака волна давления отражается в противоположном направлении. Скорость потока изменяет знак и

теперь направлена к резервуару.

4 Волна понижения с верхним элементом $-\Delta h$ прокатывается вниз по течению к запорному клапану и достигает его при времени $t = T_r$. Это сопровождается изменением скорости до величины $-v_0$.

5 При достижении закрытого запорного клапана скорость изменяется от величины $-v_0$ до величины $v = 0$. Это вызывает внезапные понижения давления $-\Delta h$.

6 Волна понижения давления $-\Delta h$ проходит вверх по течению к резервуару за интервал времени $T_r < t < 3/2 T_r$, и одновременно v падает до величины $v = 0$.

7 Резервуар достигается за интервал времени $t = 3/2 T_r$, и давление скачкообразно повышается до гидростатического напора в емкости.

8 За интервал времени $3/2 T_r < t < 2 T_r$ волна повышенного давления, проходящая из резервуара, пробегает обратно к запорному клапану, и v снова принимает величину v_0 .

9 При $t = 2 T_r$ условия остаются точно такими же, как и при моменте закрытия запорного клапана $t = 0$, и весь процесс начинается заново.

Рис. 3.2-б: Волна давления и скорость волны в однопоточном трубопроводе, не имеющем трения, после внезапного перекрытия запорного клапана. Области устоявшегося гидростатического напора отмечены средне-темным цветом, повышенного давления – темным, а пониженного – светлым. Расширение и сужение трубопровода в результате повышения и понижения уровней давления показаны соответственно. Для понятия соотношения: при повышении давления в 100 бар объем воды уменьшится приблизительно на 0.5%.

Упругость жидкости и стенок трубы

Что же произошло с первоначальной установившейся кинетической энергией текущей среды после внезапного перекрытия запорного клапана? Ответ мы получим, если посмотрим внимательно на Рис. 3.2-б. По закону сохранения энергии она не может просто исчезнуть. Сначала она преобразуется в упругую энергию текущей среды и стенок трубы, затем, в результате отражения, снова превращается в кинетическую энергию, после чего снова превращается в упругую энергию и так далее. Рассмотрим Рис. 3.2-б до момента, где $t = 2 T_T$. Преобразование в упругую энергию происходит именно в этот период времени. Скорость столба жидкости в момент, предшествующий отражению волны в резервуаре, составляет везде $v = 0$, и столб жидкости целиком имеет нулевую кинетическую энергию. Кинетическая энергия вместо этого преобразовалась в упругую энергию, как это было в ситуации со сжатой стальной пружиной. Преобразование энергии обратным путем также является очевидным из Рис. 3.2-б, в особенности в последнем состоянии при $t = 2T_T$. Если запорный клапан в этот момент внезапно открыть, мы получим прежний установившийся поток, как это было при $t = 0$, без изменений и более не обладающий упругой энергией.

В отсутствие трения колебания давления не ослабевают. В действительности не существует систем абсолютно без трения, но снижение пульсаций давления является реально относительно малым, так как превращение энергии в теплоту трения, выделяющуюся в результате соприкосновения текущей среды со стенками трубы, собственного трения жидкости, деформации стенок трубы и крепежных элементов являются относительно незначительными. В целях иллюстрации процесса менее абстрактным образом Рис. 3.2-с отражает результаты компьютерного моделирования примера, показанного на Рис. 3.2-б, для реального трубопровода со следующими параметрами:

$L = 100$ м, $DN 100$, $k = 0.1$ мм, $h_{inlet} = 200$ м, линейное снижение величины $Q = 10$ л/с на выходе трубы, начинающееся при $t = 0,1$ с до величины $Q = 0$ в течение интервала времени $\Delta t = 0,01$ с.

Исходя из Рис. 3.2-б, отражение волн давления на верхнем по течению и нижнем по течению концах трубопровода может объясняться следующим образом:

- Когда волна давления Δp достигает закрытого конца трубы, величина Δp удваивается с тем же самым знаком, т.е. $p = p \pm 2 \cdot \Delta p$. Скорость в концах трубы всегда составляет $v = 0$.
- На открытом конце трубы с постоянным общим напором (например, резервуар с постоянным уровнем воды) изменение давления всегда равно нулю.
- На запорных клапанах, дроссельных устройствах, насосах и турбинах давление и скорость всегда находятся на кривой сопротивления или характеристической кривой машин.

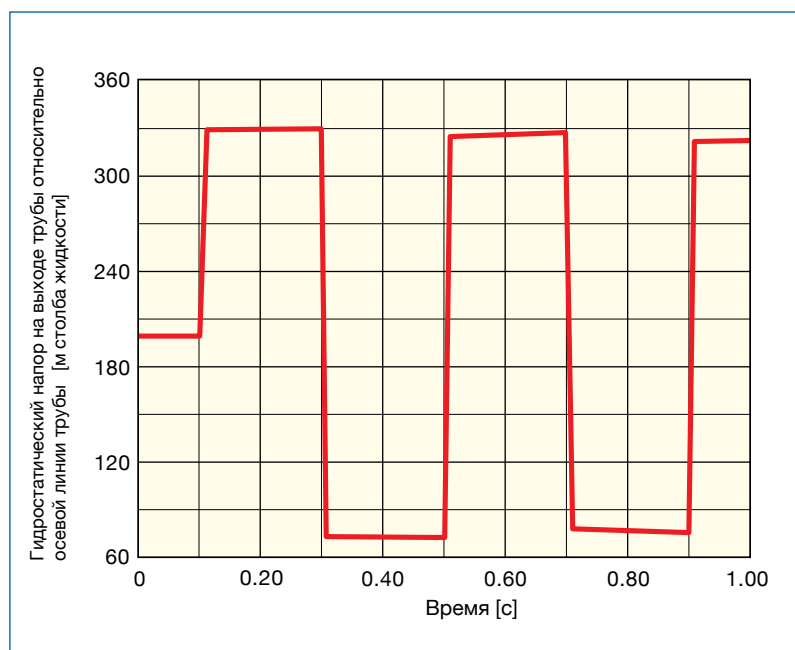


Рис. 3.2-с: Гидростатический напор перед запорной задвижкой, установленной на конце трубы, по сравнению с ситуацией, показанной на Рис. 3.2-б, наблюдаются некоторые отличия. Например, профили давления не являются строго перпендикулярными из-за конечного времени перекрытия $\Delta t = 0.01$ с. Как результат трения плоскости не являются идеально горизонтальными – данное явление более подробно будет рассматриваться в разделе 4.1.

Гидравлический удар образуется, когда кинетическая энергия жидкости преобразуется в энергию упругой деформации. Однако только стремительные⁶ изменения скорости потока, например, внезапное закрытие запорного клапана или внезапный сбой насоса, образуют такой эффект. Из-за инерции жидкости скорость потока столба жидкости в целом больше не способна подстраиваться под новую ситуацию. Жидкость деформируется, причем процесс деформации сопровождается скачками давления. Причина того, что гидравлический удар является столь опасным, заключается в том, что он, почти не снижая давления, движется со скоростью звука (приблизительно 1000 м/с для значительного количества материалов, из которых изготавливаются трубы) и вызывает разрушение в каждой части трубопроводной системы, которую достигает.

Гидравлические удары проходят с очень большой скоростью распространения волны, например, $a = 1000$ м/с в пластичном или стальном трубопроводе (см. 4.1). Они гасятся только постепенно и поэтому длительное время являются опасными. Время, необходимое для ослабления волн, зависит от длины трубопровода. В городской системе водоснабжения оно составляет лишь несколько секунд. В длинных трубопроводах это может занять несколько минут, пока пульсация давления не спадет.

На основании этих фактов могут быть выведены основные принципы работы всех устройств по защите от гидравлических ударов, таких как воздушная подушка или аккумулятор, маховик насоса, «трубный стояк» и воздушные клапаны. Они предотвращают опасное превращение стабилизовавшейся кинетической энергии в энергию упругой деформации. Воздушные подушки идеально подходят для объяснения основополагающего принципа. Воздушная подушка, находящаяся под избыточным давлением в бачке, является аккумулятором энергии. Если же воздушная подушка отсутствует, на выходе из насоса, при его внезапной остановке, происходит превращение кинетической энергии в энергию упругой деформации, которая может привести к разрыву потока жидкости (Рис. 3.1-а). Однако этого не происходит, так как энергия, сохраняемая в воздушной подушке колпака, принимает на себя работу насоса. Сразу же после аварийного останова насоса воздушная подушка начинает расширяться и принимает на себя работу на-

соса по закачиванию воды в трубопровод. При условии, что воздушный бак установлен надлежащим образом, он предотвращает быстрые изменения скорости в трубопроводе. Это приводит к растянутому по времени подъему и падению уровня воды в воздушном баке и отсутствию деформации столба жидкости в трубопроводе. Процесс поддерживается в движении за счет энергии, выпускаемой и поглощаемой воздушной подушкой, каждый раз при вытекании и возвращении жидкости в воздушный бак. Энергия, сохраняемая в воздушной подушке, рассеивается постепенно. Именно поэтому необходимо некоторое время (несколько минут) для того, чтобы колебания воздушной подушки прекратились, особенно в более длинных трубопроводах.

3.3 Резонанс

Резонансные колебания являются исключением. Они происходят, когда частоты задающего резонатора любого происхождения, вызванные, например, приводом насоса или явлением отрыва потока в запорных клапанах и коленах трубы, случайно совпадают с естественной частотой трубопровода. Недостаточно хорошо закрепленные или поддерживаемые секции трубопроводов в насосных установках особенно предрасположены к резонансным колебаниям, передаваемым перекачиваемой жидкостью и стенками трубопровода. Такой резонанс является незначительным для зарытых в грунт трубопроводов. Для того, чтобы устанавливать опоры надлежащим образом, все крепления труб в насосных

установках должны быть протестированы с применением анализа динамических характеристик конструкции при частоте вращения насоса, которая служит как задающий резонатор.

⁶ Прилагательное «стремительный» применяется в отношении условий эксплуатации системы. Например: скачки давления, вызванные закрытием клапана в трубопроводе длиной 2 км, могут оставаться в допустимых пределах, в то время, как такой же процесс может произвести недопустимо высокие давления в трубопроводе длиной 20 км.

4. Уравнение Жуковского

Перепад давления $\Delta P_{\text{Жоу}}$ в жидкости, вызванный мгновенным изменением скорости потока Δv , вычисляется по формуле:

$$\Delta p_{\text{Жоу}} = \rho \cdot a \cdot \Delta v \quad (4.1)$$

где

Δv – изменение скорости потока, м/с;

ρ – плотность жидкости, кг/м³;

a – скорость распространения волны в трубопроводе, заполненном жидкостью, м/с;

$\Delta p_{\text{Жоу}}$ – перепад давления, Н/м²

Данное выражение для определения давления " $\Delta p_{\text{Жоу}}$ " носит название уравнения Жуковского. Кроме изменения скорости потока " Δv ", уравнение (4.1) содержит плотность " ρ " и скорость распространения волны " a ". Это соотношение применимо только к тому периоду времени, в которое происходит данное изменение скорости потока " Δv ". Если изменение скорости потока " Δv " проявляется в направлении, противоположном потоку, давление будет возрастать, в противном случае оно будет падать. Если перекачиваемая жидкость - вода⁷, т.е. $\rho = 1000$ кг/м³, уравнение Жуковского (4.1) будет выглядеть как:

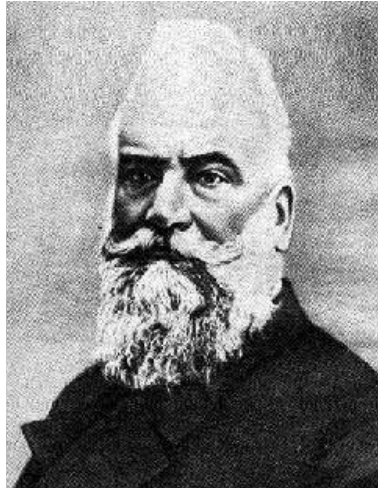
$$\Delta h_{\text{Жоу}} = \frac{a}{g} \cdot \Delta v \approx 100 \cdot \Delta v \quad (4.2)$$

где

$g = 9,81$ м/с² – ускорение свободного падения

$\Delta h_{\text{Жоу}}$ – изменение напора, м

В 1897 году Жуковский проводил серию экспериментов на системе Московских трубопроводов питьевого водоснабжения со следующими длинами / диаметрами: 7620 м / 50 мм, 305 м / 101.5 мм и



Николай Егорович Жуковский

305 м / 152.5 мм. Он опубликовал результаты своих экспериментов и теоретических исследований в 1898 году.

Может показаться непоследовательным, что перепад давления $\Delta P_{\text{Жоу}}$ в уравнении Жуковского (4.1), кажется, не имеет никакого отношения к массе потока внутри трубопровода. Например, если гидравлический удар, описанный в первом примере в разд. 3.1, основан на удвоенном диаметре трубы по сравнению с используемым диаметром, то значение величины $A = D^2 \pi / 4$ приводит к тому, что масса жидкости и ее кинетическая энергия увеличиваются в четыре раза. То, что кажется парадоксом, находит немедленное решение, если рассматривать силу, действующую на запорный клапан, то есть силу $F = \Delta p \cdot A$, как определяющий параметр ударной нагрузки. Из-за величины A эффект оказывается теперь действительно в четыре раза большим, чем прежде. Это показывает, что следует рассматривать массу жидкости как фактор, приводящий к риску гидравлического удара, хотя это не кажется неизбежным, если бросить поверхностный взгляд на уравнение Жуковского. В то же время, это объясняет, почему гидравлические удары, происходящие в системах домашнего водоснабжения с их малыми диаметрами и длинами, обычно незначительны. В этих системах уровни кинетической энергии и

массы жидкости являются очень малыми. Кроме того, практически невозможно перекрыть домашний кран в пределах очень короткого времени в системе домашнего водоснабжения.

По формуле Жуковского можно произвести простые расчеты. Рассмотрим три примера:

Пример 1:

В трубопроводе с номинальным диаметром DN 500, длиной $L = 8000$ м, $a = 1000$ м/с и $v = 2$ м/с, задвижка (запорный клапан) перекрывается в течение 5 секунд. Рассчитать скачок давления. Рассчитать силу, действующую на задвижку.

Ответ:

$5 \text{ с} < T_T = 16 \text{ с}$, т.е. уравнение Жуковского применимо. Если скорость потока снижается от 2 м/с до нуля, когда задвижка перекрыта, то $\Delta v = 2$ м/с. Это дает нам значение увеличения давления $\Delta h = 100 \cdot 2 = 200$ м или приблизительно перепад давления $\Delta p = 20 \cdot 10^5$ Н/м², что равно 20 бар. Поперечное сечение задвижки определяется как $A = D^2 \cdot 0,25 \cdot \pi \approx 0,2 \text{ м}^2$. Сила, действующая на задвижку, равна $p \cdot A = 0,2 \cdot 20 \cdot 10^5 = 4 \cdot 10^5$ Н = 400 кН.

⁷ Несмотря на высокие скорости потока, характерные для газовых трубопроводов, газовым трубопроводам не свойственны проблемы скачков давления. Это связано с тем, что величина " $\rho \cdot a$ " для газа в несколько тысяч раз меньше, чем для воды.

Пример 2:

Насос перекачивает воду с подачей $Q = 300$ л/с при напоре $\Delta h = 40$ м через напорную трубу с номинальным диаметром DN 400 и длиной $L = 5000$ м в напорный резервуар; $a = 1000$ м/с. Моменты инерции насоса и двигателя незначительны. Имеется ли риск разрыва столба воды, т.е. макрокавитации, при аварийном останове насоса? Если это так, то каков предполагаемый подъем давления?

Ответ:

Подача $Q = 300$ л/с в трубопроводе DN 400 в первом приближении соответствует скорости потока $v = 2,4$ м/с. В результате аварийного останова насоса и потери момента инерции массы, насос внезапно приходит в неподвижное состояние, тогда $\Delta v = 2,4$ м/с. В соответствии с уравнением Жуковского это приводит к падению напора $\Delta h = -100 \cdot 2,4$ м = -240 м. Поскольку напор для стационарного режима составляет 40 м, то достигается вакуум, столб жидкости разрывается и происходит макрокавитация. Разрыв столба жидкости вблизи выхода насоса приводит к последующему воссоединению, сопровождающемуся сильным ударом. На основании Закона сохранения энергии самая высокая скорость обратного потока не может превысить первоначальную скорость стационарного потока 2,4 м/с. Следовательно, при неблагоприятных условиях, кавитационно обусловленный подъем давления составит $\Delta h = 100 \cdot 2,4 = 240$ м, что эквивалентно 24 бар.

Пример 3:

Насос качает воду с подачей $Q = 300$ л/с при напоре $\Delta h = 40$ м в трубопровод длиной 2000 м с номинальным диаметром DN 400; $a = 1000$ м/с. Момент инерции⁸ всех вращающихся компонентов насоса, двигателя и т.д. составляет $J = 20$ кгм²; частота вращения $n_0 = 24$ об/с; и суммарный КПД = 0,9, т.е. 90%. Имеется ли риск разрыва столба воды, т.е. макрокавитации, при аварийном останове насоса?

Ответ:

В случае аварийного останова насоса, изменение частоты вращения "n" может быть выведено из уравнения инерции следующим образом:

$M_p = 2 \cdot \pi \cdot J \cdot \dot{n}$ Принимая довольно грубо снижение скорости, как приблизительно линейную функцию по времени, из выражения:

$M_p = \frac{\Delta p \cdot Q}{2 \pi \cdot n_0 \cdot \eta}$ мы получим время Δt , за которое скорость упадет до нуля, следовательно, при $\Delta p = 1000 \cdot 9,81 \cdot \Delta h$ получим величину:

$$\Delta t = \frac{(2p \cdot n_0)^2 \cdot J \cdot h}{\Delta p \cdot 0.001 \cdot Q} \cdot 4 \cdot \frac{n_0^2 \cdot J \cdot h}{\Delta h \cdot Q} = 3,4 \text{ с}$$

Время отражения трубопровода составляет $T_r = 4$ с (при $a = 1000$ м/с). Это означает, что отраженная волна разгрузки давления достигнет насоса только тогда, когда скорость снизится до нуля, и что это будет слишком поздно для действия разгрузки. Поэтому существует вероятность того, что разовьется макрокавитация.

4.1 Ограничения действия уравнения Жуковского

Уравнение Жуковского применимо только для:

- Интервалов времени, которые равны или короче времени отражения трубопровода T_r ;
- Интервала времени, который находится в пределах изменения скорости Δv ;
- Труб, которые характеризуются потерями на трение в пределах, типичных для систем транспортировки воды

Время отражения T_r :

На Рис. 3.2-в волна пониженного давления, отраженная от резервуара, достигает задвижки по истечении времени отражения T_r и частично компенсирует повышение давления Δp . Если изменение потока происходит в течение интервала времени Δt , более продолжительного, чем T_r , то увеличение давления Δp_{Jou} будет происходить только на источнике волны, причем до момента достижения волной противоположного конца трубопровода, где давление будет понижаться до величины, заданной пограничными условиями.

На Рис. 4.1-а приводится огибающая давления, которая применима к рассматриваемому случаю.

⁸ Момент инерции масс J , (кг*м²) является правильной физической величиной. Момент махового колеса GD^2 , который использовался ранее, не должен более использоваться, т.к. его легко спутать с J !

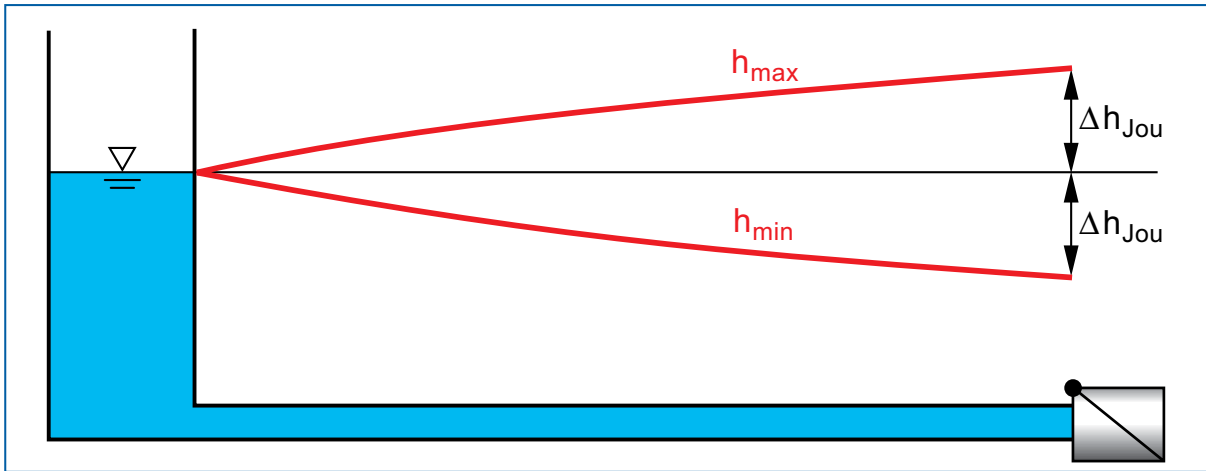


Рис. 4.1-а: Огибающая давления (напора) для случая, когда время перекрытия > времени отражения T_r .

Трение. Если перекачиваемая жидкость имеет высокую вязкость или трубопровод очень протяженный (к примеру, 10 км и более), то работа, выполняемая насосом, будет затрачиваться только на преодоление трения в трубопроводе. Изменения геодезического уровня профиля трубопровода, по сравнению с потерями на трение, являются мало значимыми или совсем незначимыми. Уравнение Жуковского в этом случае невозможно применить даже для интервалов времени в пределах времени отражения трубопровода.

В таких случаях, фактическое повышение давления, вызванное быстрым перекрытием задвижки, может многократно превышать Δp_{Jou} , значение которого рассчитано по уравнению Жуковского! Явление, вызываемое трением трубопровода, называется эффектом уплотнения линии (Line Packing Effect). Проиллюстрируем это на примере следующего модельного расчета потока:

Задвижка в данном примере, как показано на Рис. 4.1-б, перекрывается в те-

чение 20 с после расчетной стартовой точки. Первая ступень повышения давления в пределах приблизительно от 20 до 55 бар, является повышением давления Δp_{Jou} (в соответствии с уравнением Жуковского). Последующее повышение почти до 110 бар вызывается уплотнением линии. Уплотнение линии следует учитывать только для длинных трубопроводов или высоковязких сред. Маловероятно, что подобная ситуация произойдет в системах городского водоснабжения и на станциях удаления сточных вод.

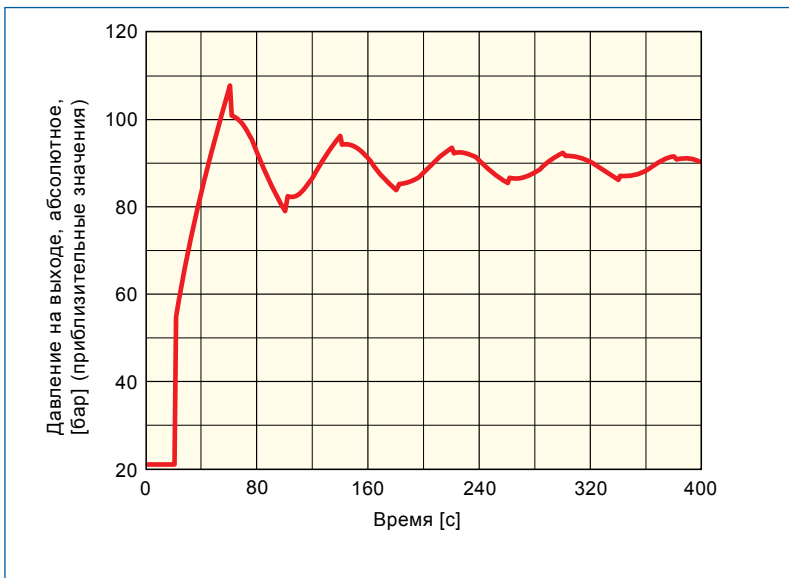


Рис. 4.1-б: График зависимости давления от времени на выходе трубопровода сырой нефти длиной 20 км, после быстрого перекрытия задвижки. Расчетные параметры: DN 300, $k = 0.02$ мм, давление на входе 88 бар - постоянное, подача $Q = 250$ л/с, перекачиваемая жидкость: сырая нефть, плотность $\rho = 900$ кг/м³

Скорость распространения ударной волны

Скорость распространения ударной волны является одним из аргументов уравнения Жуковского и, следовательно, существенно важным параметром для определения интенсивности гидравлического удара. Интенсивность вычисляется путем решения уравнения (4.1).

$$a = \sqrt{\frac{1}{\frac{\rho}{E_F} + \frac{\rho \cdot d_i \cdot (1 - \mu^2)}{E_R \cdot s}}} \text{ м/с} \quad (4.1)$$

где:

ρ - Плотность жидкости, кг/м³;

E_F - Модуль упругости жидкости, Н/м²;

E_R - Модуль упругости стенки трубы, Н/м²;

d_i - Внутренний диаметр трубы, мм;

s - Толщина стенки трубы, в мм;

μ - Коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона).

Уравнение (4.1) дает широкий диапазон значений приблизительно от 1400 м/с для стальных труб до 300 м/с для эластичных пластиковых труб. Скорость распространения ударной волны "а" в свободной воде составляет приблизительно 1440 м/с. Данные уравнения (4.1) не всегда применяются на практике. Анализ гидроудара часто производится без применения этого уравнения, при этом величина "а" только оценивается.

Воздух, содержащийся в жидкости, который не принимается во внимание уравнением (4.1), может оказывать значительное влияние на "а", (см. Таблицу 4-1).

В трубопроводах питьевого водоснабжения содержание газа пренебрежимо мало, но на станциях сточных вод это обычно не так. Следующие элементы неопределенности в отношении "а" главным образом касаются труб, изготовленных из синтетического материала. Интенсивность гидроудара зависит от неизвестного и варьирующегося модуля упругости, допуска производителя, старения трубопровода и, в особенности, от способа прокладки трубы: в земле или нет. Уложенный в землю трубопровод имеет значительно более высокие значения "а", чем труба, проложенная свободно.

Содержание газа % объёмный процент	а м/с
0	1250
0.2	450
0.4	300
0.8	250
1	240

Таблица 4-1: "а" как функция содержания газа при статическом давлении воды порядка 3 бар

5. Математическое моделирование гидравлического удара

В современной теории математического моделирования каждая отдельная труба сети описывается системой двух дифференциальных уравнений в частных производных. Модельными являются параметры: давление "p" и скорость "v". Время "t" и координата "x" на развернутой длине трубы являются независимыми переменными.

Уравнения (5.1) являются уравнениями универсального применения и описывают как эффект инерции, так и упругости. В математическом смысле концы трубы являются граничными условиями уравнения (5.1). В модели вводятся различные типы граничных условий, чтобы включить внутренние компоненты, такие как ответвления трубопровода, емкости, насосы и клапаны. Например, создание модели полной трубопроводной сети, построенной соединением некоторого количества индивидуальных труб, достигается введением узловых точки трубы, которая должна служить граничным условием. Начальным условием уравнения (5.1) является стационарный поток внутри рассматриваемой трубы до начала возмущения. Уравнения (5.1) решаются с помощью метода характеристик, который является основой почти всех пакетов программного обеспечения анализа гидроудара, имеющихся в настоящее время.

Уравнения (5.1) в заданном интервале времени для расчета резонансных колебаний не совсем подходят. Явления резонанса могут быть вычислены гораздо более точно методом импеданса, по диапазонам частот.

5.1. Точность модельного расчета

Компьютерные программы, основанные на методе характеристик, предоставляют решения с точностью намного выше требуемой. Это доказано многочисленными сравнениями с реальными измерениями. Отклонения были обнаружены только в расчетах макрокавитации и демпфирования волн давле-

$$\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho \cdot a^2} \cdot \frac{\partial p}{\partial t} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} - g \cdot \sin(\alpha) + \frac{\lambda}{2 \cdot d} \cdot v \cdot |v| = 0$$

ния внутри трубы.

Например, при использовании стандартной модели паровой кавитации, выведенной на основании уравнений (5.1), т.е. в предположении простой кавитации низкого давления, приводящей к разрыву сплошности потока жидкости, рассчитанные на компьютере давления всегда выше фактических. Однако преимуществом точного результата является то, что он приводит к увеличению запаса.

В действительности, энергетические потери за счет трения, деформации трубопровода и опор оказываются несколько большими, чем прогноз, полученный на основе моделирования. Первые пики давления и точки минимума, таким образом, доказывают высокую точность моделирования, в то время как линия давления далее по ходу представляется с все возрастающей нехваткой гашения. Однако отклонения такого рода являются незначительными по сравнению с неточностями, вызванными вводом ошибочных или недостающих входных параметров.

Некоторые возможные источники ошибки:

- Неточные характеристики запорного клапана и/или насоса.
- Недостаточные знания о действительной скорости распространения ударной волны внутри трубопровода.
- Недостаточно информации о точках ответвления в магистральном трубопроводе.

- Неизвестная реальная степень образования отложений внутри труб.

Это говорит о том, что качество анализа гидроудара может быть высоким или низким в зависимости от точности вводимых данных.

Анализ гидроудара может быть таким же точным, насколько точны данные системы, вводимые как входные параметры. Только если входные параметры точны и компьютерная модель соответствует реальному состоянию системы, анализ гидравлического удара предоставит высокую степень точности.

Зачастую на практике невозможно получить точные данные. В этом случае приходится пользоваться оценочными величинами.

Пример:

Для производителей трубопроводной арматуры небольшой коэффициент сопротивления при полностью открытом запорном клапане является важным аргументом продаж. Напротив, для анализа гидроудара существенными являются величины, полученные непосредственно перед полным перекрытием, причем измерение этих величин является затратным по времени и сложным в исполнении. В результате этого имеющиеся графики характеристик потерь арматуры зачастую не достигают зоны достаточного перекрытия клапана. По причине высоких затрат характеристические кривые потерь, предоставляемые большинством производителей, являются только экстраполяциями, а не кривыми, построенными на основе оригинальных измерений.

При проектировании установки с использованием анализа гидроудара такого типа погрешности должны учитываться путем более точного расчета и подбора устройств защиты от гидроудара.

5.2 Силы от гидроудара, действующие на трубопровод

После проведения компьютерного расчета зависимости давления от времени вычисляют силы, действующие на колена и соединительные элементы свободно проложенных труб. Переменное взаимодействие жидкости и стенки трубы не входит в компьютерный расчет (требуются отдельные вычисления). Если не учитывать нестандартные исключительные ситуации, не представляющие значимости для водоснабжения и водоотведения, можно сделать вывод, что этот метод предоставляет более высокие значения, чем фактические. Таким образом, выводы, сделанные из результатов вычислений, приводят к увеличению действительного запаса.

6. Практический компьютеризованный анализ гидроудара

6.1 Техническое выполнение

Анализ гидравлического удара не предоставляет требуемые значения параметров, такие как, например, оптимальный размер воздушного бака, настройки компрессора, характеристики перекрытия запорного клапана, размеры маховика насоса и т.д. Проектировщик должен самостоятельно определить тип применяемого устройства защиты от гидроудара и оценить его параметры. После проверки результатов гидроудара и их анализа первоначальные параметры подстраиваются соответствующим образом, и повторно выполняется полный цикл анализа гидроудара для уточненной системы. После выполнения нескольких циклов анализа полученные значения будут приближенно равны технически и экономически оптимальным значениям. Анализ гидроудара в обязательном порядке должен производиться специалистами по анализу. Несмотря на использование современной компьютерной технологии, анализ является трудоемким и затратным по времени.

С учетом того, что эффективное программное обеспечение анализа гидроудара в настоящее время является коммерчески доступным, у пользователя может возникнуть вопрос относительно проведения такого анализа своими силами. Поскольку заслуживающее доверие⁹ программное обеспечение анализа гидроудара не является массовым продуктом, низкие объемы продаж увеличивают его стоимость.

Прибавьте к этому высокую стоимость учебной и профессиональной практики. Кроме того, если программное обеспечение не используется в течение некоторого времени, операторы должны совершенствовать свои навыки. Так, если пользователи потребуют менее десяти анализов в год, то затраты, связанные с их выполнением собственными силами, вероятно, не окупятся.

6.2 Взаимодействие между заказчиком и стороной, выполняющей анализ гидроудара

Прежде всего следует отличать стадию разработки предложения от непосредственного выполнения расчета. Во время разработки предложения специалисту, выполняющему анализ гидроудара, для определения связанных с выполнением работы затрат требуется следующая информация от специалиста эксплуатационно-технической службы:

1 Примерная технологическая схема установки, содержащая все важное оборудование, такое как насосы, запорные клапаны, дополнительные точки впуска и выпуска, а также любые имеющиеся защитные устройства, такие как воздушные баки, клапаны впуска воздуха и т.д. Технологическая схема может быть представлена любым способом, даже в виде чернового эскиза.

2 Обзорный список всех основных параметров, а именно: длины главных труб, диаметры и расходы.

3 Перечень всех основных режимов работы и простоя.

4 Перечень всех известных случаев повреждения оборудования, которые могли быть вызваны гидравлическим ударом.

5 Нарушения процесса, наблюдаемые во время работы.

Если будет производиться анализ гидроудара, то специалисту по расчету понадобятся дополнительные данные. Ниже приведены некоторые примеры таких данных:

- Профиль геодезических высот трубопровода;
- Длины;
- Диаметры;
- Толщина стенок трубопроводов;
- Материалы конструкций, материал футеровки, трубные соединения;
- Класс давления, кривая давления (напора) в трубопроводе по результатам замеров;
- Допустимые внутренние давления в трубопроводе (P_{\min} , P_{\max});

- Используемый способ укладки трубопроводов: на подушке или на опорах;
- Модуль упругости материалов трубопроводов;
- Коэффициент шероховатости поверхности;
- Обеспечение клапанами впуска/стравливания воздуха в высоких точках трубопровода;
- Раздвоение линий трубопровода;
- Кривые коэффициента сопротивления "Zeta" или пропускной способности "Kv", а также параметры перекрытия запорной арматуры;
- Характеристические кривые или характеристические диаграммы и параметры всего гидравлического оборудования (машин);
- Массовые моменты инерции всех гидроагрегатов;
- Характеристические кривые и параметры уже установленных устройств защиты от гидроудара;
- Характеристические величины (параметры) всех устройств впуска/стравливания воздуха;
- Настройки регулирующих устройств (приборов);
- Уровни воды в накопителях и резервуарах
- Расходы в отдельных линиях трубопровода;
- Степени открытия всех запорных и дроссельных клапанов;
- Рабочие давления.

⁹ Т.к. заказчики расчета не имеют возможности проконтролировать качество выполненного анализа гидроудара, для проведения такого анализа необходимо выбирать программное обеспечение с гарантией качества производителя. Программное обеспечение, предназначенное для анализа гидроудара, как правило, разрабатывается специалистами соответствующих университетских лабораторий. В некоторых случаях эти программы приобретают коммерческие предприятия, которые обеспечивают их усовершенствованным интерфейсом, облегчающим работу пользователя.

7. Применение эмпирических формул и ручных вычислений

Приблизительный расчет может быть очень полезным инструментом, если требуется быстро оценить риск гидравлического удара. Таким образом, возникает вопрос относительно достоверности эмпирических формул и возможности применения характеристик (соотношений) гидроудара одной системы к другой аналогичной системе (подобие, масштабируемость). Чтобы ответить на этот вопрос, не следует забывать, что существует множество систем водоснабжения и водоотведения, а также имеются столь существенные различия между ними, что приблизительные формулы неприменимы. Даже если характеристические величины различных систем сходны, т.е. расходы и длины труб, - они, как правило, не могут быть масштабированы. Простой пример показывает причину этого: единственным различием между двумя в остальном абсолютно идентичными системами водоснабжения является геодезический профиль магистрального трубопровода.

Одна система имеет высшую точку, у другой системы высшая точка отсутствует. Система без высшей точки в магистральном трубопроводе может быть надежно защищена одним воздушным баком. Однако воздушный бак того же самого размера не будет надлежащим образом защищать вторую систему из-за того, что при резких колебаниях в воздушном баке изменение динамического минимального давления в высшей точке трубопровода происходит не мгновенно, а с некоторой задержкой, может привести к опасности появления вакуума и возникновению подсоса загрязненной воды в систему.

Требуется большой опыт, чтобы судить о том, возможно ли применять аппроксимационные формулы для достоверного расчета состояния неустановившегося потока. Для каждодневной инженерной практики приближенные равны, аппроксимационные формулы должны применяться исключительно для грубой оценки потенциальных рисков в системе (примеры см. в Главе 4). Их использование в качестве основы для анализа гидроудара или для проектирования обо-

рудования защиты от гидравлических ударов не представляется возможным. Краткое описание всех известных процессов аппроксимации и оценочные формулы приведены ниже:

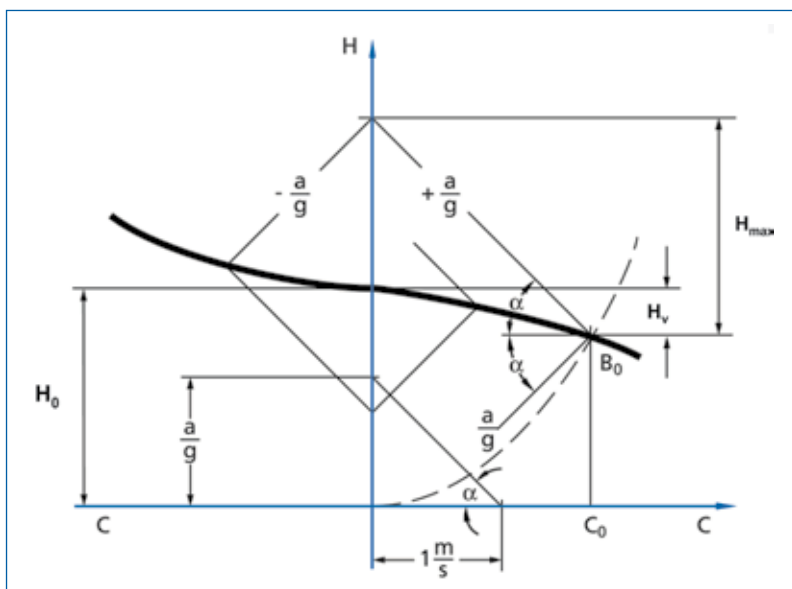


Рис. 7-1: Графический метод, разработанный Шнидером-Бержероном

До появления современного компьютерного программного обеспечения, графический метод Шнидера-Бержерона применялся для относительно надежного анализа гидроудара. Практически применение этого метода ограничено системами с одним трубопроводом. Трение должно учитываться с помощью сложного алгоритма вычислений. Кроме того, для успешного применения данного метода необходимы профессиональные знания. На Рис. 7.1 приведен пример типичной диаграммы Шнидера-Бержерона, которая показывает, как графическим способом определяется характер распространения волны давления, генерированной перекрытием запорного клапана.

- Применение уравнения Жуковского для быстрых изменений скорости потока "v" (см. пример в Главе 4).
- Графический метод для определения требуемых размеров воздушного бака. *)
- Графический метод, используемый для оценки состояния уплотнений трубопровода. *)
- Наиболее оптимальная характеристика закрытия запорного клапана одиночного трубопровода в исключительном случае может быть рассчитана с помощью аппроксимации. *)

Других методов ручного расчета не существует. Возможные недостатки легче понять, если повторно рассмотреть пример с воздушным баком. Определение суммарного объема воздушного бака по расчетной кривой далеко не все, что требуется. Способ работы воздушного бака в значительной степени зависит от соотношения объемов воды и воздуха в баке или, другими словами, от того «жестко» или «мягко» воздух предварительно сжат в колпаке. Уровень предварительного сжатия воздуха в колпаке существенно влияет на величину требуемого суммарного объема колпака. Также наибольшую важность представляет профиль трубопровода. Например, если он имеет высокую точку, которая после отключения насоса не должна пересекаться кривой минимального динамического напора (зона вакуума). В этом случае основные характеристики для проектирования колпака изменятся, даже если параметры установки в остальном будут прежними. Объем воздушного бака должен быть значительно большим. Зачастую встраивают дроссель в обводную байпасную линию и обратный клапан для предотвращения недопустимого подъема давления в воздушном баке при волне повышения давления. Невозможно определить эти ключевые параметры, используя только эмпирические формулы или графический метод проектирования.

*) Требуется консультация специалиста.

8. Основные способы защиты от гидроудара

Принцип защиты от гидравлических ударов заключается в предотвращении перехода кинетической энергии в энергию упругой деформации. Это можно сделать путем использования следующих основных принципов:

- Аккумуляция энергии;
- Устройства для подсосывания жидкости и впуска воздуха (срыв вакуума);
- Оптимизация характеристики закрытия запорного клапана¹⁰;
- Оптимизация алгоритма управления трубопроводной системой.

8.1 Аккумуляция энергии

При помощи воздушных баков и «трубных стояков» энергия аккумулируется в виде энергии давления, а если установлен маховик насоса, то энергия сохраняется в виде энергии вращающейся инерционной массы. Аккумуляция энергии служит для поддержания направления стационарного потока в течение довольно продолжительного времени и обеспечивает постепенное медленное снижение скорости потока за счет рассеяния энергии (диссипации). Таким образом предотвращается резкое падение давления. Если воздушные баки и «трубные стояки» до насоса встроены в длинный подводящий трубопровод, то они предотвращают быстрое изменение давления не только благодаря рассеянию энергии (диссипации), но и за счет приема энергии (аккумуляции).

8.1.1 Применение гидровоздушных баков

Гидровоздушные баки выполняют в виде компрессорных камер (Рис. 8.1.1-а), мембранных воздушных баков (аккумуляторов) (Рис. 8.1.1-б) и резервуаров с погруженной аэрационной трубой. Принцип действия воздушных баков компрессорного и аккумуляторного типа в принципе одинаков. Выбор того или другого устройства определяется техническими или коммерческими условиями. Вследствие своей конструкции мембранные воздушные баки (аккумуляторы) подходят только для небольших объемов.

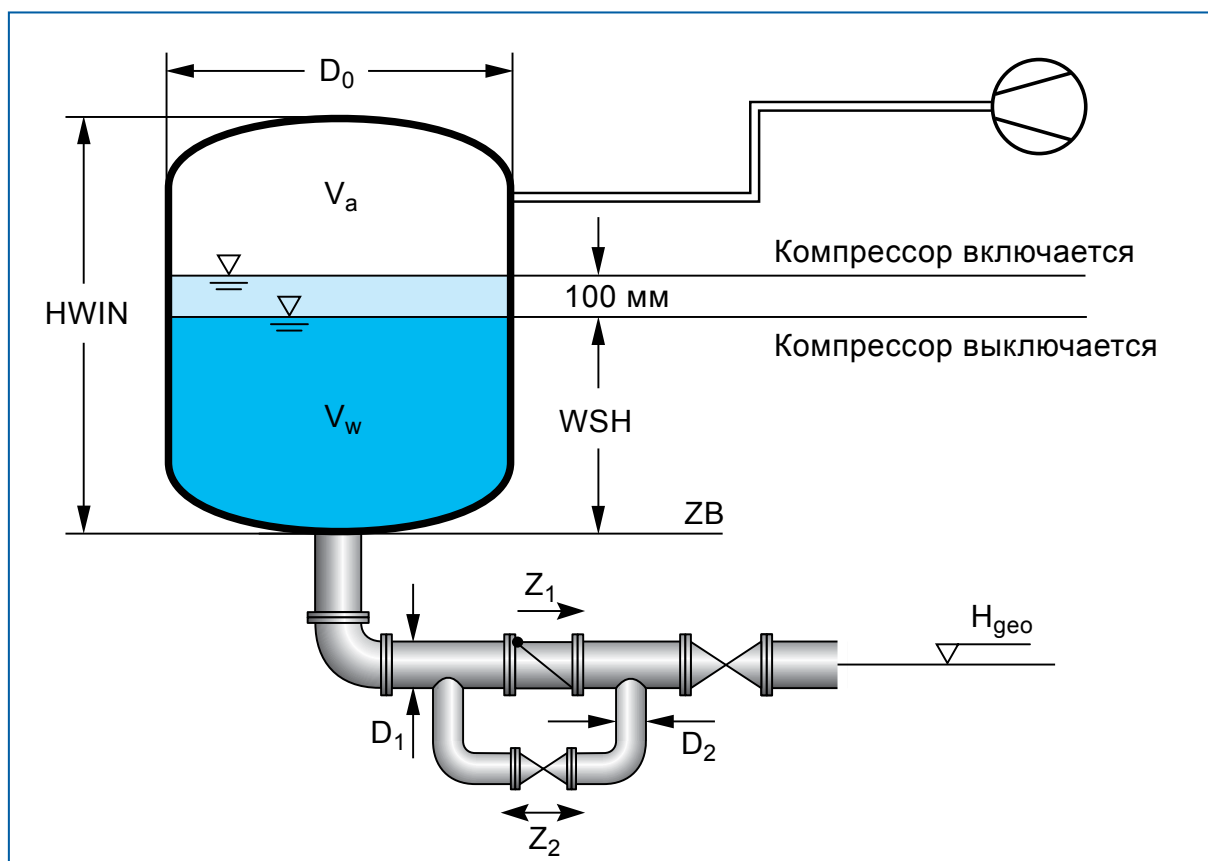


Рис. 8.1.1-а: Схема воздушного бака компрессорного типа. Чтобы предотвратить образование высокого давления при возврате воды в бак, соединительный трубопровод должен быть оснащен обратным клапаном и дросселированной обводной (байпасной) линией.

¹⁰ Под характеристикой закрытия понимается зависимость угла перекрытия клапана от времени.

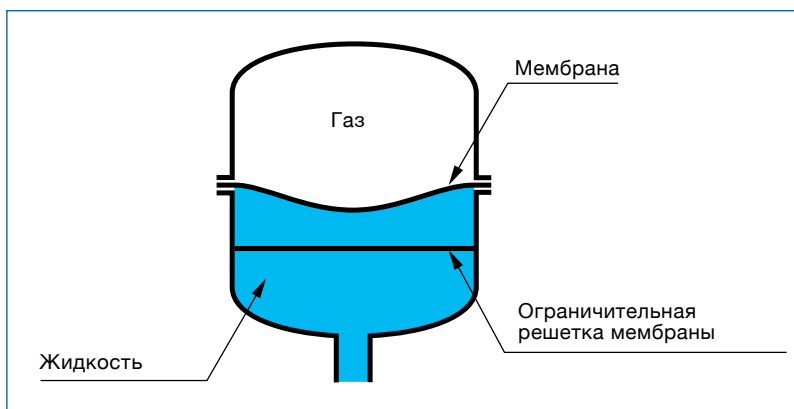


Рис. 8.1.1-б: Схема мембранного воздушного бака (аккумулятора)

Как было указано ранее, объем бака не является единственным решающим фактором. Если соотношение объемов воды и воздуха тщательно подобрано, то можно использовать бак с существенно меньшим суммарным объемом. Чтобы обеспечить постоянный корректный уровень заполнения, компрессорные камеры можно оснастить датчиками, которые будут включать или выключать компрессор по мере необходимости. Мембранные воздушные баки (аккумуляторы) обычно регулируются перед установкой путем предварительного закачивания сжатого воздуха внутрь колпака.

Воздушные баки устанавливаются не только на выходе насоса с напорной стороны для защиты от последствий

аварийного останова насоса. Они могут быть также установлены в других подходящих местах трубопроводной системы. Например, в длинных подводных трубопроводах дополнительный воздушный бак на входе в насос обеспечивает защиту от гидроудара. Если происходит отказ насоса или аварийный останов, расположенный на всасывании бак будет поглощать энергию, в то время, как расположенный на напорной стороне бак будет отдавать энергию.

Воздушные баки не подходят для систем канализации¹¹ по следующим причинам:

- В случае загрязненных сточных вод

невозможно измерить уровень воды, необходимый для настройки компрессора.

- Мембранная перегородка в аккумуляторном воздушном баке чувствительна к острым предметам, содержащимся в сточных водах, таким, как лезвия, гвозди и т.д.
- Значительный риск от образования отложений, осадков и засорений.

При условии надлежащего контроля эксплуатационная надежность воздушных баков достаточно высока. В процессе их эксплуатации необходимо выполнять следующие указания:

- Постоянно контролировать уровень воды в баке.
- Постоянно или регулярно менять воду в баке по требованиям гигиены.
- Сжатый воздух не должен содержать масла.
- Предусмотреть резервные водные баки, чтобы можно было отключить воздушный бак от системы для проведения его ремонта и инспекции.
- Необходимо исключить возможность непреднамеренного перекрытия запорных клапанов в соединительном трубопроводе; следует постоянно контролировать их нахождение в открытом состоянии.
- Выполнять техническое обслуживание компрессора компрессорного бака.



Рис. 8.1.1-с: Мембранный воздушный бак (аккумулятор)

¹¹ Исключение составляет бак, снабженный погруженной воздушной трубой; такое сочетание воздушного бака, «трубного стояка» и клапанов отвода/подачи воздуха очень редко используется в Германии.

8.1.2 «Трубные стояки», односторонний водяной замок

«Трубные стояки» могут устанавливаться только в точках трубопровода, характеризующихся низкими значениями гидростатического напора. Как правило, «трубный стояк» не может заменить устанавливаемый на выходе насоса воздушный бак. Вследствие возможного возникновения неприятного запаха «трубные стояки» редко применяются в установках транспортирования сточных вод.

Встроенный по направлению потока обратный клапан и устройство дозакравки (односторонний водяной замок) используются для предотвращения падения давления ниже атмосферного в высоких точках длинных трубопроводов с чистой водой. «Трубные стояки» и односторонние водяные замки являются высоконадежными узлами оборудования при условии соблюдения следующих правил:

- Постоянная или регулярная смена воды (требования гигиены).
- Фильтрация воздушного потока.
- Проверка работоспособности обратного затвора в одностороннем водяном замке.
- Контроль уровня заполнения или устройства дозакравки одностороннего водяного замка.

8.1.3 Маховик насоса

Установленный на привод маховик продлевает время выбега насоса до его останова за счет накопленной вращательной энергии:

$$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \omega^2 \quad (8.1)$$

где

J – момент инерции маховика, кгм^2

ω – угловая скорость, с^{-1}

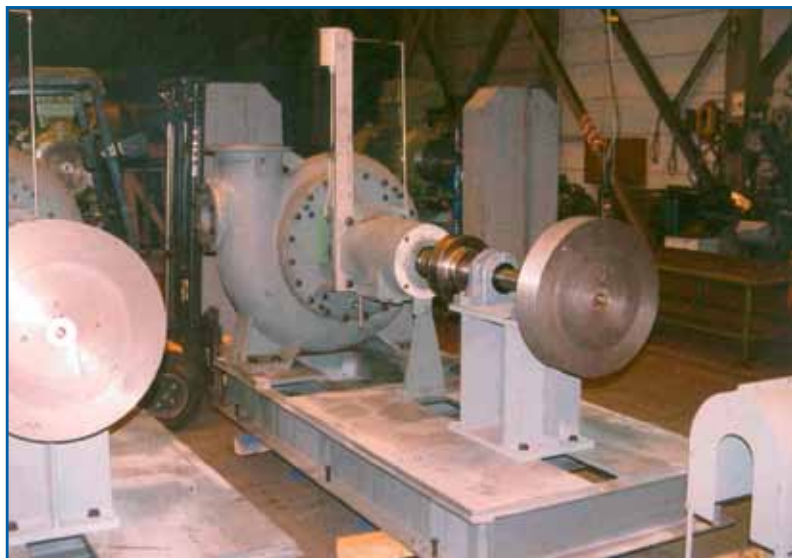


Рис. 8.1.3-а: Шкивы ременной передачи выполнены в виде цельных дисков.

Например, для однородных (сплошных) цельных дисков радиусом r и массой m момент инерции массы составляет

$$J = \frac{m \cdot r^2}{2}$$

На Рис. 8.1.3-а и 8.1.3-б приведены примеры нескольких практических применений. Однако за счет применения экономически и технически целесообразных маховиков можно достичь продления времени выбега, достаточно-

го только для относительно коротких трубопроводов для короткого времени отражения ТР. Предельные длины для трубопроводов примерно 1-2 километра. Пример 3 в разделе 4 содержит грубую оценку, позволяющую проверить возможность использования махового колеса.

По конструкционным причинам применение маховиков для насосов с погружным электродвигателем невозможно. Для различных типов насосов всегда следует проверять, не станет ли маховик заранее помехой при пуске. Маховики являются, пожалуй, самыми безо-



Рис. 8.1.3-б: Вертикально установленный маховик (привод от карданного вала, $D = 790$ мм).

Основные способы защиты от гидроудара

пасными и самыми компактными устройствами предотвращения гидроудара. Их надежность превосходит надежность прочих способов защиты. При эксплуатации маховиков требуется только контроль состояния подшипниковых опор в крупных системах.

8.2 Клапаны выпуска/впуска воздуха

Применение воздушных клапанов является целесообразным, если все прочие варианты неприемлемы.

Недостатки клапанов выпуска/впуска:

- Требуют регулярного технического обслуживания;
- Если воздушные клапаны расположены или смонтированы неправильно, они даже могут привести к усилению гидроудара;
- При определенных обстоятельствах может быть ограничена эксплуатация установки, поскольку воздух, втянутый в систему, снова должен быть удален;
- Транспортировка сточных вод требует специальных конструкций.

Воздушные клапаны (Рис. 8.2-а) должны быть тщательно сконструированы. На трубопроводах большого диаметра воздушные клапаны следует располагать на куполах, чтобы воздух, втянутый в систему, собирался в этих куполах. Пока поток жидкости не достиг стационарного состояния, воздух, втянутый в трубы, при неблагоприятных условиях, может оказать негативное воздействие. Воздушные подушки обычно производят демпфирующий эффект. Однако воздух, втянутый в трубопровод, может также привести к опасным повышениям динамического давления. Воздух должен медленно выдавливаться из трубопровода; большое поперечное сечение выхода воздуха может вызвать пульсации давления в конце линии выхода воздуха.



Рис. 8.2-а: Однокамерный воздушный клапан "Diojet"*) двойного действия (выпуск/впуск), с приводом от рабочей среды.

Вентиляционное отверстие большого сечения для впуска и выпуска большого количества воздуха во время пуска или останова насосов.

Вентиляционное отверстие малого сечения для удаления небольших количеств воздуха при эксплуатации под полным рабочим давлением.

Поэтому устройства выпуска или впуска воздуха имеют различные проходные сечения в зависимости от направления движения воздуха. Воздух обычно входит через отверстие с большим

поперечным сечением и выходит через отверстие с маленьким поперечным сечением.

Надежность устройств выпуска/впуска воздуха зависит от их конструкции и является самой низкой по сравнению с прочими системами защиты от гидроудара. Их следует регулярно проверять на надлежащее функционирование и в данном случае необходимо фильтровать поступающий воздух.

8.3 Приводные клапаны

Подходящие характеристики (графики) процесса открытия и закрытия запорной арматуры рассчитываются и перепроверяются посредством анализа гидроудара на основе характеристики запорного органа. Высокая эксплуатационная надежность обеспечивается, если на клапанах с электроприводом гарантированы время действия привода и точка прерывания его действия (отключение), или, если на запорных клапанах с гидроприводом используются надежные регулирующие элементы, например, диафрагмы (ограничительные шайбы) или клапаны регулировки подачи. При эксплуатации следует регулярно проверять время срабатывания привода и следить за его надлежащим функционированием с целью контроля за соблюдением его характеристик закрытия/открытия.



Рис. 8.3-а: Дисковый поворотный затвор с электроприводом

*) с разрешения VAG-Armaturen GmbH.

8.4 Обратные клапаны

Динамика обратного клапана зачастую оказывает основное воздействие на развитие гидроудара, поскольку при срабатывании (закрытии) обратного клапана (после смены направления потока на обратное) происходит резкое изменение скорости потока, которое, в соответствии с уравнением Жуковского (4.1), вызывает изменения давления.

Обратные клапаны, как правило, должны отвечать двум взаимоисключающим требованиям:

- как можно быстрее остановить обратный поток,
- минимизировать скачок давления, возникающий при торможении потока.

Насосные установки для питьевой воды, защищенные воздушными баками, должны быть оборудованы сопловыми обратными клапанами. Качающиеся клапаны («хлопушки») могут оказывать очень неблагоприятное действие

из-за их продолжительного времени перекрытия, что приводит к развитию обратного потока во время частичного открытия, и перекрытие диска клапана сопровождается значительным ударом по седлу клапана. Явление известное под названием «удар обратного клапана» и представляет опасность. Так как время перекрытия является главным критерием образования «удара обратного клапана», концевые амортизаторы могут улучшить ситуацию, но не в состоянии устранить риск полностью.

В системах транспортировки сточных вод не могут использоваться сопловые обратные клапаны, потому что они имеют тенденцию к засорению. Это означает, что свободно качающиеся клапаны с концевыми амортизаторами, несмотря на их недостатки, – единственный вариант.

Обратные клапаны насоса в трубопроводе системы охлаждения электростанции предназначены для определенного дросселирования обратного потока, возникающего после останова насоса. Эта задача особенно важна для насосов, которые работают в параллельном режиме: когда

происходит отказ одного насоса, другие насосы продолжают работать и создавать давление в общем напорном коллекторе. В этом случае управляемое перекрытие достигается регулирующими гидравлическими приводами без использования внешнего питания, но с использованием рычага и веса. При этом качающийся диск клапана открывается в направлении потока и при срабатывании перекрывается в одну или две стадии согласно заданной характеристике перекрытия.

Эксплуатационная надежность обратных клапанов относительно высока. В процессе эксплуатации их функционирование должно подвергаться регулярной проверке.

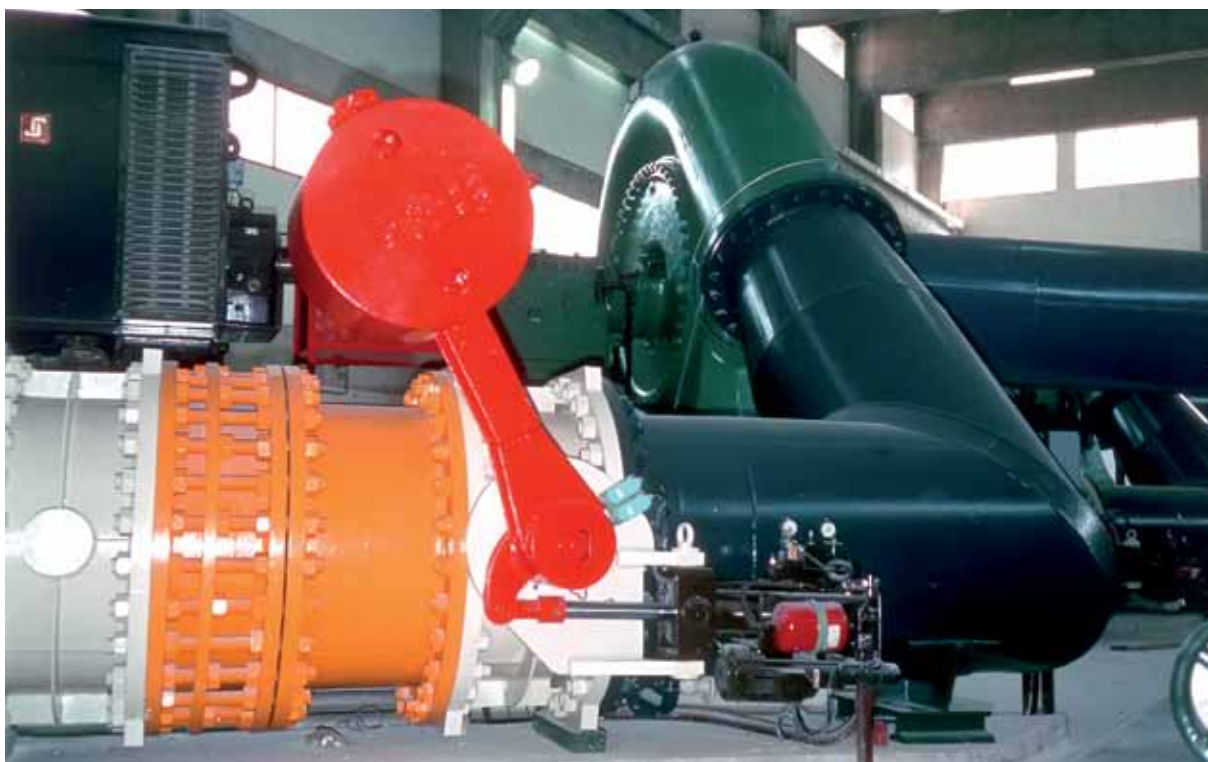


Рис. 8.4-а: Обратный клапан с противовесом и гидравлическим приводом

9. Примеры

Приведенные ниже примеры – это примеры анализов гидроудара, выполненных специалистами KSB, в которых были изменены параметры системы с целью соблюдения условий конфиденциальности. Однако рассмотренные проблемы и способы их решения не претерпели изменений.

9.1. Пример: магистральная система водоснабжения

Параметры системы приведены на Рис. 2.1-b. Установившийся поток воды при объемном расходе $Q_{stat} = 500$ л/с перекачивается в расположенный выше напорный резервуар по трубопроводу из пластичного чугуна, имеющему номинальный диаметр DN 600 и суммарную длину $L = 2624$ м. Перекачивание осуществляется с помощью трех центробежных насосов, которые работают в параллельном режиме и образуют суммарный напор $h_{stat} = 122,5$ м. Значительное нарушение производственного процесса, которое приводит к недопустимым динамическим давлениям – это одновременный останов всех трех насосов. Пики динамического давления, значительно превышающие допустимое номинальное давление PN 16 (см. кривую h_{max}), показаны на Рис. 2.1-b; минимальные понижения давления в широком диапазоне до давления насыщенного пара (см. кривую h_{min}), показаны на Рис. 2.1-b. Система может быть защищена путем установки воздушного бака на входе магистрального трубопровода. Хотя воздушный бак с размерами на Рис. 2.1-b первоначально будет предотвращать появление вакуума, водяной столб, возвращающийся обратно по трубопроводу, будет образовывать пики динамического давления, превышающие номинальную величину 16 бар. Таким образом, обратный поток должен быть сдросселирован в воздушном баке; принципиальная схема дросселирования входящего потока показана на Рис. 8.1.1-a. В данном случае дросселирование достигается с помощью короткой трубы номинального диа-

метра DN 200 со встроенной стандартной диафрагмой DN 80. Рис. 2.1-b показывает расчетное огибающее давление с воздушным баком и без него. Кривая максимального напора со встроенным воздушным баком h_{max}^{WK} расположена теперь лишь немного выше кривой напора стационарного потока h_{stat} , и соответствующая кривая минимального напора h_{min}^{WK} проходит с большим запасом над высшей точкой трубы.

Рис. 9.1 показывает кривые напора и расхода системы, защищенной воздушным баком, в функции времени (напор выражен в метрах над нулевой плоскостью).

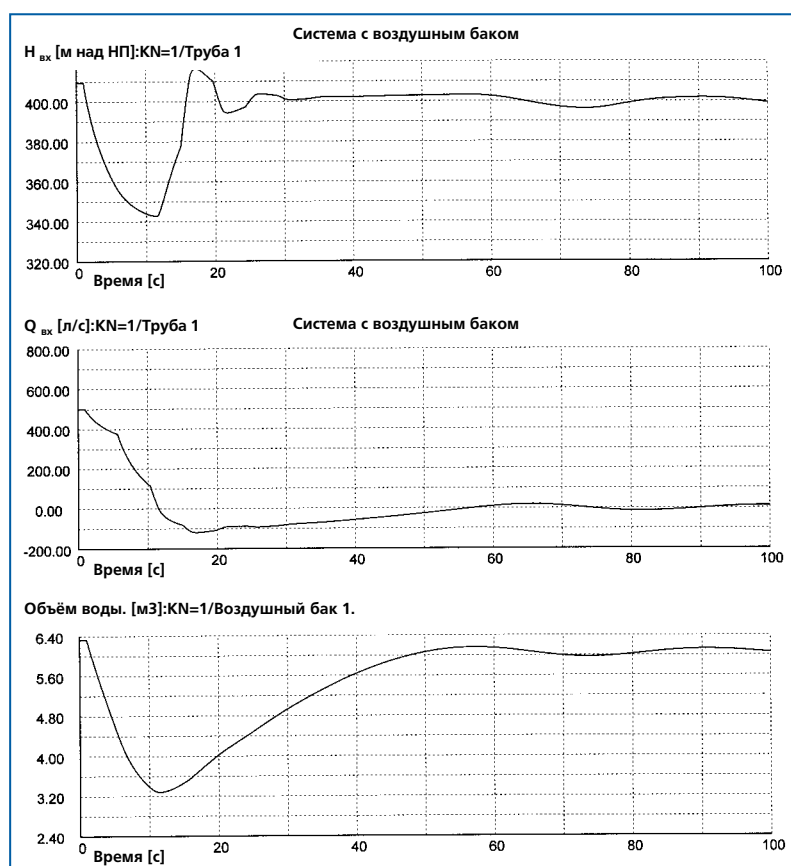


Рис. 9.1: Кривые временной зависимости параметров для магистрального трубопровода системы водоснабжения (Рис. 2.1-b); пример показывает кривые напора и расхода защищенной воздушным баком системы, как функции времени (напор выражен в метрах над нулевой плоскостью).

9.2 Пример трубопровода ливнестоков

Новый трубопровод ливнестоков DN 350 с суммарной длиной $L = 590$ м был проложен от установки перекачивания сточных вод до станции аэрации. Перекачивание осуществлялось тремя одинаковыми насосами, работающими параллельно, каждый из которых оборудован обратным клапаном и задвижкой с электроприводом для управления пуском и остановом насоса. Первый участок трубы в 100 м изготовлен из полиэтилена высокой плотности и проложен под землей, второй участок в 490 м изготовлен из стали и проложен над землей с опорами на трубопроводную эстакаду. На Рис. 9.2-а приводится схематическое изображение модели установки. Узлы, соединяющие отдельные участки модельного трубопровода, расположенного над землей – это прямоугольные колена. Проектная организация, занимающаяся разработкой проекта установки, не заказала на стадии разработки проекта анализа гидроудара, а также не выполнила его самостоятельно.

Во время первого эксплуатационного испытания после окончания подготовки установки к эксплуатации произошло несколько происшествий, среди которых было падение напряжения, вызвавшее останов всех трех насосов одновременно, что в свою очередь привело к сильному сотрясению части трубопровода, проложенной над землей, повреждению и частичному отрыву его крепления.

Цели проведения анализа гидроудара:

- определить, чем вызваны отмеченные скачки давления и силы,
- разработать соответствующие мероприятия или устройства защиты от гидроудара, которые должны предотвращать недопустимые динамические давления, образующиеся по причине останова насоса, а также при помощи расчета доказать их эффективность.

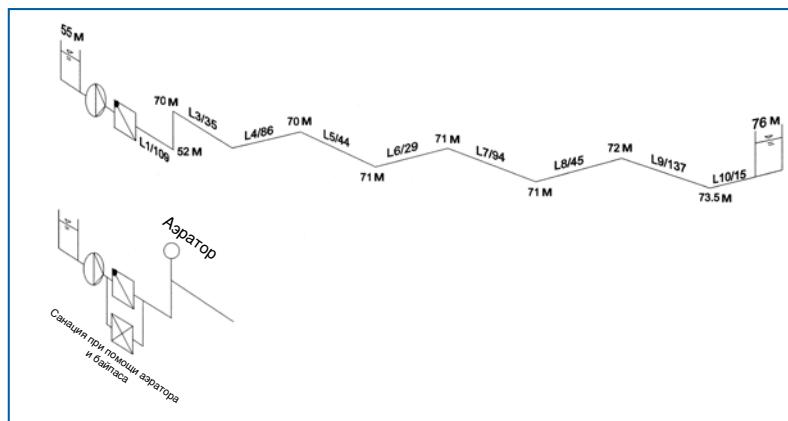


Рис. 9.2-а: Схема ливневого трубопровода, используемая в примере

Модельные параметры

Наряду с параметрами, приведенными на Рис. 9.2-а, следующие технические данные системы были введены в вычисления:

Характеристики насоса приведены на Рис. 9.2-с

Модельный трубопровод L1:
Материал: полиэтилен высокой плотности

$D_{\text{внутр}}: 354.6$ мм

$k: 0.1$ мм

$a: 600$ м/с (оценочное значение)

мин. допустимое давление: вакуум

Класс давления: PN 6

Модельный трубопровод L2 - L10:

Материал: сталь

$D_{\text{внутр}}: 349.2$ мм

$k: 0.1$ мм

$a: 1012$ м/с (из уравнения 4.1)

мин. допустимое давление: вакуум

Класс давления: PN 10

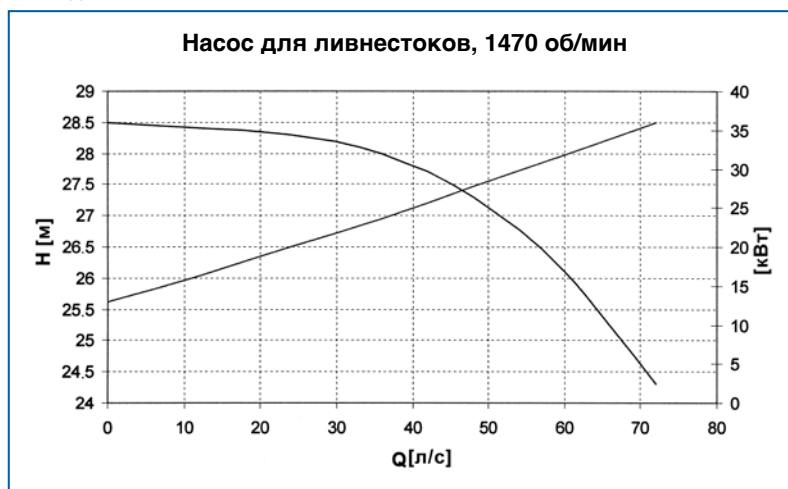


Рис. 9.2-с: Характеристика насоса, используемая в примере ливневого трубопровода

Примеры

Значения параметров обратных клапанов насоса не были известны. В связи с этим при моделировании исходили из предположения, что запорные клапаны быстро перекрываются при обратном направлении потока.

Расчет фактического состояния, первые результаты

Расход стационарного потока жидкости, рассчитанный с помощью программного обеспечения, для параллельной работы трех насосов составляет $Q_{stat} = 187$ л/с. Первое вычисление гидроудара при одновременном останове всех трех насосов показывает, что возникает макрокавитация и, как следствие, динамическое повышение давления до 15 бар на участке трубопровода из полиэтилена высокой плотности (PE-HD), т.е. недопустимо превышает номинальное давление трубопровода PN 6. Расчет показал, что трубопроводные мостики между каждой парой прямоугольных колен должны кратковременно выдерживать продольные усилия до 100 кН что эквивалентно осевой силе около 10 т. На Рис. 9.2-d и 9.2-e приведено несколько примеров поведения системы без защиты от гидроудара в функции времени. На Рис. 9.2-d приведены частота вращения насоса, напор и расход на входе в модельный трубопровод L1 (напор с метрах выше оси вращения насоса); кривая на Рис. 9.2-e показывает осевые силы, действующие на L8. Это объясняет сильнейшие колебания и, как результат, повреждения, наблюдаемые ранее.

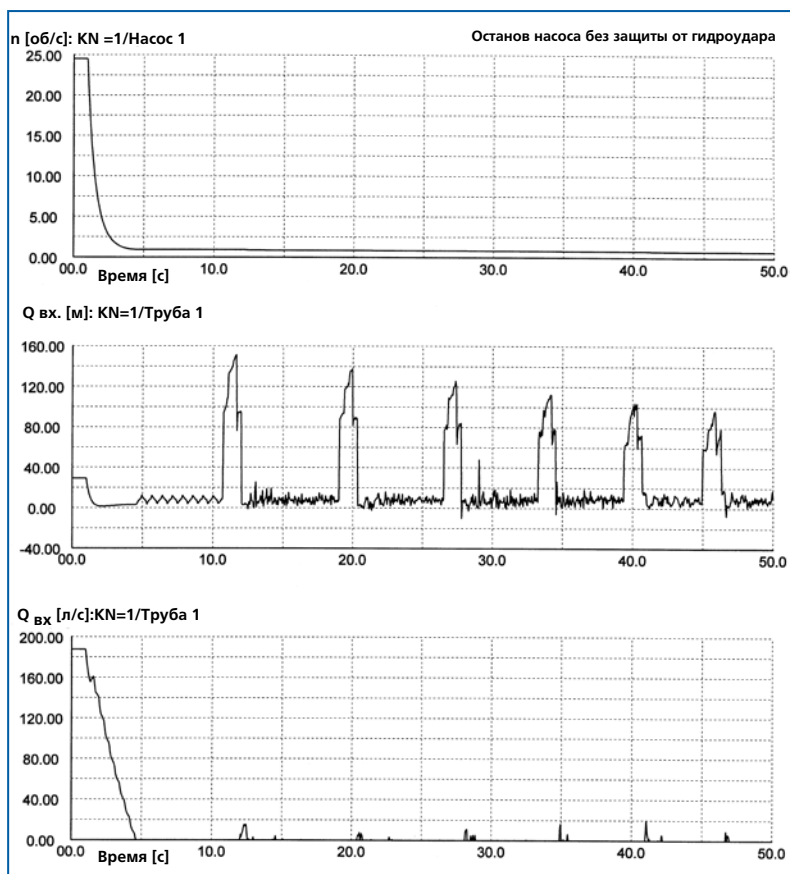


Рис. 9.2-d: Графики зависимости по времени параметров ливневого трубопровода без защиты от гидроудара

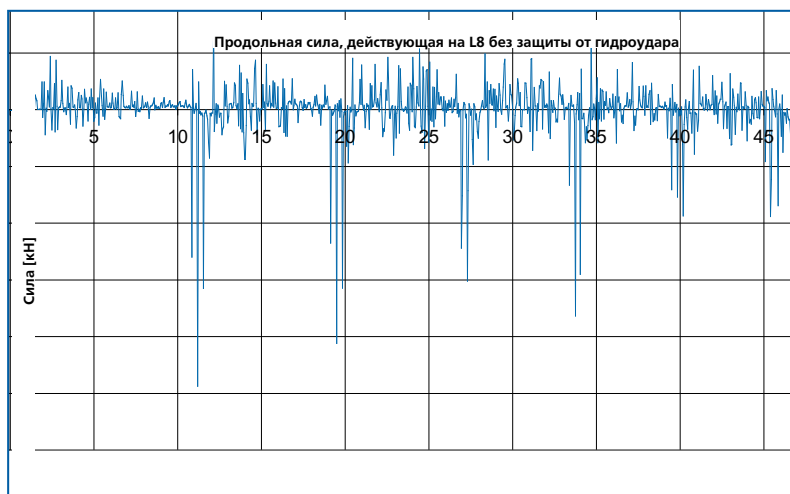


Рис. 9.2-e: Продольная осевая линия, действующая на L8, если ливневый трубопровод не снабжен защитой от гидроудара

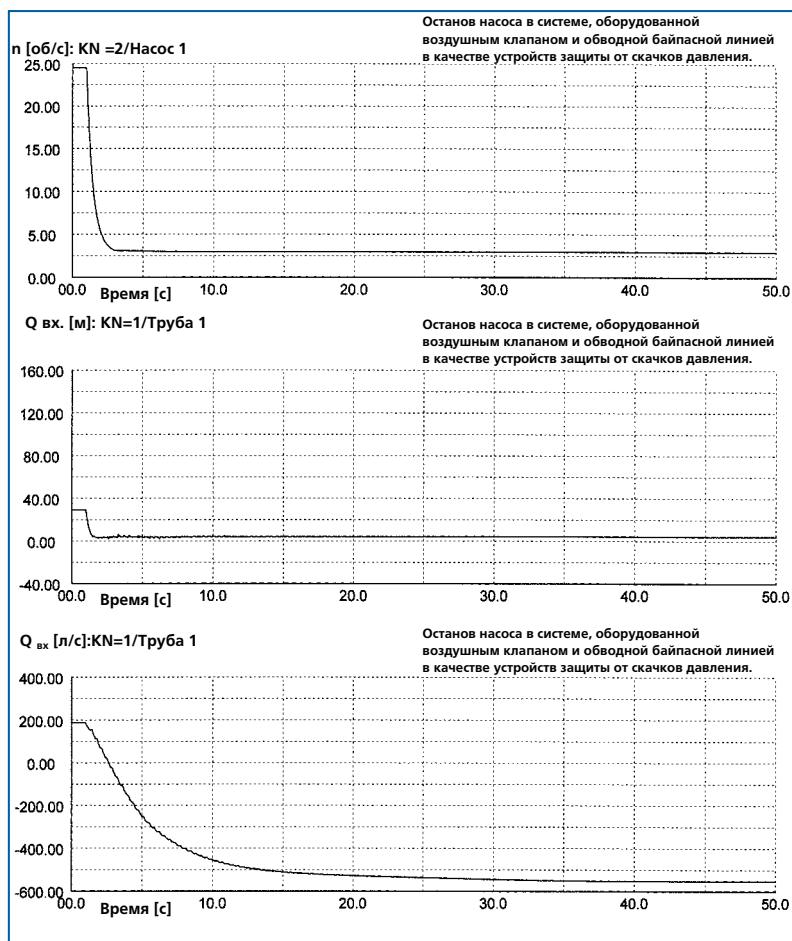


Рис. 9.2-f: Графики зависимости по времени параметров ливневого трубопровода с защитой от гидроудара

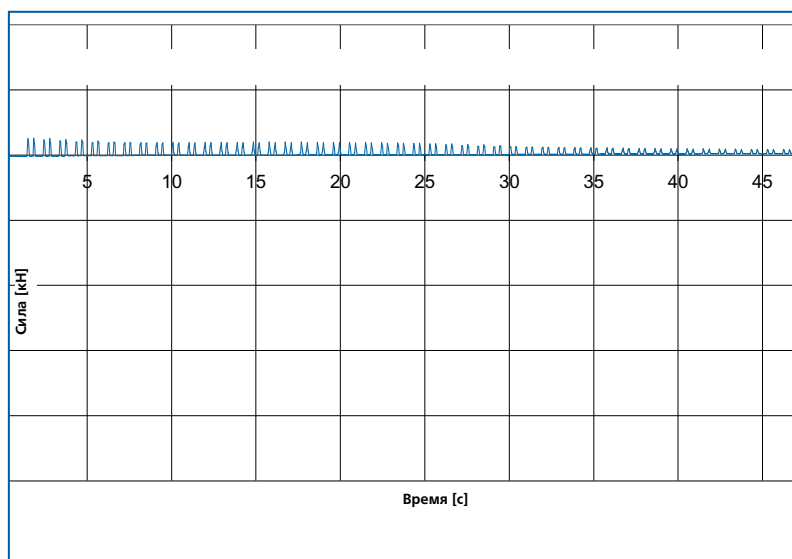


Рис. 9.2-g: Продольные силы, действующие на L8, если ливневый трубопровод защищен надлежащим образом

Меры по защите от гидроударов

Чтобы исключить проявление макрокавитации после останова насоса, был проведен дополнительный расчет имитационной модели с воздушным клапаном DN 150, установленным в самой высокой точке трубопровода - на выходе L2. Несмотря на дополнительное устройство защиты от гидроудара, труба из полиэтилена высокой плотности (PE-HD), как было определено расчетом, подвергается недопустимо высоким давлениям через несколько секунд после останова насоса. Чтобы исключить недопустимые повышения давления в конечном итоге, было принято решение добавить байпас с запорным клапаном между входом L1 и баком на всасывании насоса. При одновременном отключении всех трех насосов клапан должен автоматически открываться с помощью не требующего технического обслуживания электрогидравлического сервопривода с грузовым рычагом. Системы, подобные этой, являются в большей или меньшей степени частью стандартных производственных программ изготовителей запорных клапанов. После установки обоих устройств защиты от гидроудара, т.е. воздушного клапана и байпаса с автоматически открывающимся запорным клапаном, имитационное моделирование показало, что пики динамического давления остаются ниже значения первоначального давления установившегося потока и продольные осевые силы, которые действуют на надземные участки трубопровода на трубопроводной эстакаде, составляют не более 5% от первоначального значения. Дальнейший расчет показал, что можно обойтись без имеющегося обратного клапана. На Рис. 9.2-f приведены - для удобства сравнения в том же масштабе, как на Рис. 9.2-d и 9.2-e - кривые зависимостей n , H и Q в функции времени для систем с устройствами защиты от гидроудара, на Рис. 9.2-g приведены графики сил, действующих в системах с устройствами защиты от гидроудара. Суммарные огибающие давления восстановленной установки с защитами от гидроудара, а также без них, приведены на Рис. 9.2-h.

Огибающая пульсаций давления для систем с устройствами защиты от гидроудара (с DS) и без них (без DS)

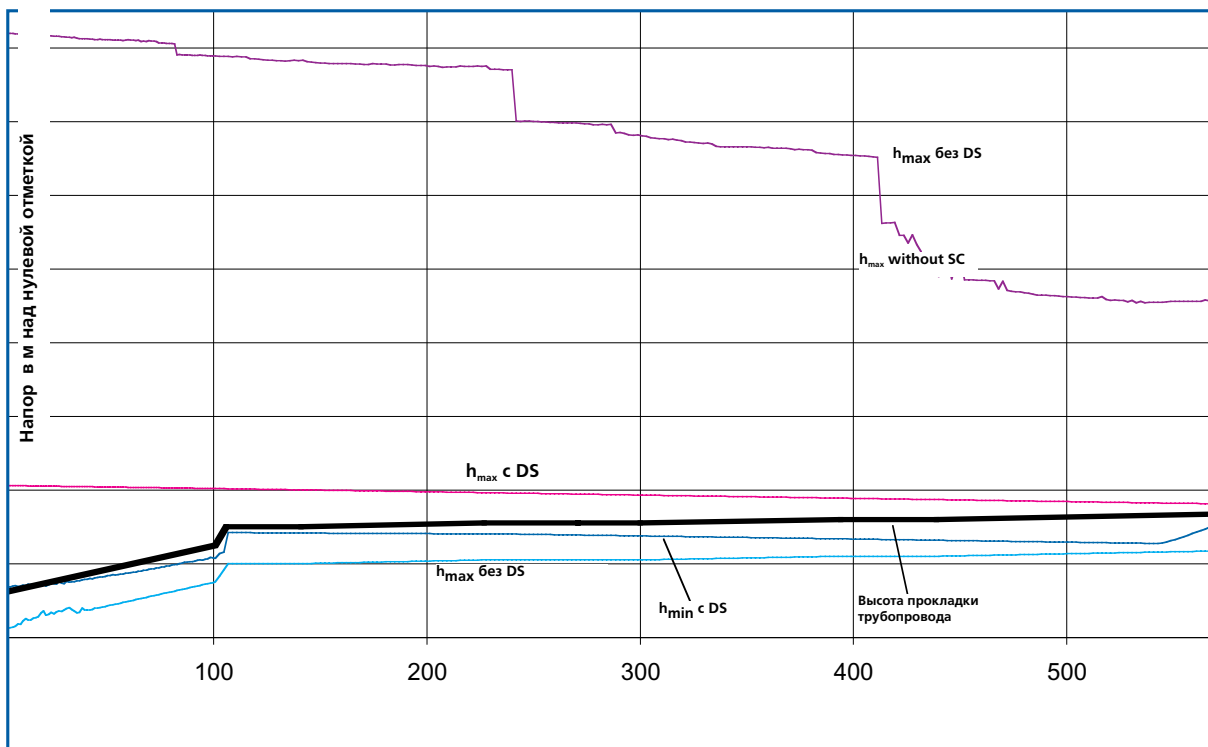


Рис. 9.2-в: Огибающая пульсаций давления «трубопровода ливнестоков» с устройствами защиты от гидроудара и без них

Рекомендованная литература для углубленного изучения:

1. Dynamische Druckänderungen in Wasserversorgungsanlagen (Динамические колебания давления в системах водоснабжения), Techn. Mitteilung, Merkblatt W303, DVGW, Sept. 1994
 2. Horlacher, H.B., Lüdecke, H.J.: Strömungsberechnung für Rohrsysteme (Расчет потока для систем трубопроводов), expert Verlag, 1992
 3. Zielke, W.: Elektronische Berechnung von Rohr- und Gerinneströmungen (Компьютерный расчет потоков в трубах и каналах), Erich Schmidt Verlag, 1974
 4. Wylie, E.B., Streeter, V.L.: Fluid Transients (Неустановившиеся потоки текучих сред), FEB Press, Ann Arbor, MI, 1983
 5. Chaudry, H.M.: Applied Hydraulic Transient (Прикладные аспекты теории гидроудара), Van Nostrand Reinhold Company, New York, 1987
 6. Sharp, B.B.: Water hammer (Гидравлический удар), Edward Arnold, 1981
 7. Parmarkian, J.: Water hammer Analysis (Анализ гидравлического удара), Dover Publications, 1963
 8. Publication of all papers presented at the International Conference "Pressure Surges" (Публикация всех докладов, представленных на Международной конференции "Гидравлический удар"), при поддержке British Hydraulic Research Association (BHRA) в части технологии текучих сред, Great Britain, за 1976, 1980, 1986, 1992, 1996, 2000 г.г.
 9. Engelhard, G.: Zusammenwirken von Pumpen, Armaturen und Rohrleitungen (Взаимодействие между насосами, запорными клапанами и трубопроводами), KSB 1983
 10. Raabe, J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen (Гидравлические машины и установки), VDI Verlag, 1989
- доотведения. В 2002 г. назначен руководителем отдела поддержки продаж Экспертно-консультационного центра по водоотведению, г. Галле.
- Под редакцией:
Пресс-центр KSB AG
Дипломированный инженер (ТН)
Кристоф П. Паули

Сведения об авторах:

Профессор, доктор.
Хорст-Йоахим Людеке,

род. в 1943 г., дипломированный инженер-физик, разработал программное обеспечение технологических процессов и динамики текучих сред в BASF AG, Людвигсхафен; с 1976 г. профессор в Институте Техники и Экономики (HTW), федеральная земля Саар; многочисленные публикации по теме "Течение жидкости в трубопроводах"; соавтор книги "Strömungsberechnung für Rohrsysteme" (Расчет потоков в системах трубопроводов) (expert-Verlag); в качестве члена Комитета по гидравлическому удару DVGW (Немецкий союз специалистов водоснабжения) участвует в подготовке новой редакции Директивы по гидравлическому удару W 303; в настоящее время оказывает содействие и проводит консультации в области расчета гидравлических ударов.

Дипломированный инженер
Бернд Котэ,

род. в 1955 г.; после окончания Технического Университета „Отто фон Гюрике“, г. Магдебург, работал инженером-разработчиком насосов для электростанций на насосном заводе в г. Галле. С 1993 г. по 1998 г. сотрудник отдела конструирования KSB AG, занимался разработкой анализа гидравлических ударов и комплексных расчетов в области во-



Технологии со знаком качества

Москва

108814, пос. Сосенское, д.
Никола-Хованское, вл. 1035,
стр. 1

Тел.: +7 495 980 1176
Факс: +7 495 980 1169

Новосибирск

630004, пр-т Димитрова, 4/1,
10 этаж
Novosibirsk@ksb.ru

Моб.: +7 913 890 7226
+7 913 370 5253

Алматы

050009, ул. Шевченко, 1656,
офис 811

Тел./факс: +7 727 237 7715
+7 727 237 7709

Санкт-Петербург

197046, ул. Большая Посад-
ская, 16, лит. А

Тел./факс: +7 812 332 5602/01

Ростов-на-Дону

344018, ул. Текучева, 234, 8
этаж, офис 809

Тел./факс: +7 863 218 1191

Киев

04112, ул. Рижская, д. 8А,
офис 309

Тел.: +380 44 496 2539
sales@ksb.ua

Екатеринбург

620014, ул. Чернышевского,
16, офис 607

Тел./факс: +7 343 380 1576
+7 343 380 1509

Самара

443080, ул. Санфириковой, 95,
лит. 4, офис 417

Тел.: +7 846 205 6800
+7 846 205 6801

Минск

220089, ул. Щорса 3-я, 9-48,
офис 607

Тел./факс: +375 17 336 4256
+375 17 336 4257
+375 17 336 4258

minsk@ksb.ru

Казань

Kazan@ksb.ru

Моб.: +7 917 256 8014



ООО «КСБ»
www.ksb.ru