

Б. Л. Буннян, З. А. Зорян

Искусственное уменьшение скорости распространения волны давления гидравлического удара в целях его моделирования

В в е д е н и е

При переходных процессах в гидроэнергосистемах большое влияние на процесс регулирования и устойчивости системы оказывает явление гидравлического удара [1]. Поэтому при динамическом моделировании гидроэнергосистемы, вопрос моделирования гидравлического удара требует специального анализа.

Условия такого моделирования рассмотрены в работах И. В. Егiazарова [2—4], где показана необходимость сохранения одинаковым для модели и натуры масштаба времени всех элементов в модели, а также постоянной времени трубопровода.

Моделирование в этих условиях возможно только при искажении геометрических масштабов для напора, длины, диаметра и толщины стенок трубопровода. При этом масштаб для скорости распространения волны удара получается равным масштабу для длины трубопровода. Следовательно, скорость распространения волны удара на модели должна быть меньше скорости распространения волны в натуре и притом, в зависимости от условий, в 10—20 раз.

Таким образом, уменьшение скорости распространения ударных волн в напорных водоводах является основной задачей.

Этому вопросу посвящена настоящая работа, которая была проведена под общим руководством И. В. Егiazарова.

§ 1. Теория вопроса

Из теории гидравлического удара [5] известно, что всякому быстрому уменьшению расхода, следовательно, и скорости протекания воды V в трубопроводе, сопутствует повышение давления.

Это повышение давления распространяется вверх по трубопроводу с некоторой скоростью a и за промежуток времени dt проходит путь $dx = a dt$, вследствие чего поперечное сечение трубы и плотность воды $\frac{\gamma}{g}$ на длине dx увеличивается, так как на этом участке трубы дополнительно накапливается масса воды равная

$$\frac{\gamma}{g} F \frac{\partial v}{\partial x} dx dt = \frac{\gamma}{g} F dx - \frac{\gamma_0}{g} F_0 dx, \quad (1)$$

где F_0 и γ_0 — первоначальное сечение трубы и объемный вес воды.

Заменяя здесь $\gamma F - \gamma_0 F_0 = d(\gamma F)$.

будем иметь $\frac{\partial v}{\partial x} dt = \frac{d\gamma}{\gamma} + \frac{dF}{F}$.

Но $\frac{d\gamma}{\gamma} = \frac{dp}{\epsilon}$,

где ϵ — объемный модуль упругости воды.

Получим:

$$\frac{\gamma_0}{g} \left(\frac{1}{\epsilon} + \frac{dF}{F dp} \right) = a^2,$$

или

$$a = \frac{\sqrt{\frac{g \epsilon}{\gamma_0}}}{\sqrt{1 + \frac{dF}{F} \frac{\epsilon}{dp}}} = \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{dF}{F} \frac{\epsilon}{dp}}}. \quad (2)$$

Это есть общее выражение для определения значения скорости распространения ударных волн в напорных водоводах.

В частном случае, когда трубопровод имеет круглое сечение с диаметром D и толщиной стенки δ , то

$$\frac{dF}{F} = \frac{dp}{E} \frac{D}{\delta}, \quad (3)$$

где E — модуль упругости материала трубопровода.

Подставляя выражение (3) в формулу (2), получим

$$a = \frac{a_0}{\sqrt{1 + \frac{\epsilon}{E} \frac{D}{\delta}}}, \quad (4)$$

формулу Н. Е. Жуковского для определения скорости a в круглых трубах.

Здесь величина a_0 , как известно, выражает скорость распространения волны давления (или звука) в неограниченной жидкой среде и есть функция температуры и давления жидкости, т. е. $a_0 = f(t; p)$.

Для давлений до 25 атмосфер при температуре около 15°C принимается $a_0 = 1435$ м/сек [6].

Как видно из формул (2) и (4) значения скорости распространения волн удара в данной жидкости зависят от формы поперечного сечения, т. е. от жесткости поперечного сечения трубы и от упругих свойств ее материала.

Следовательно, для того, чтобы уменьшить значение скорости a необходимо увеличить отношение $\frac{\varepsilon}{E}$, что приводит к увеличению относительного изменения поперечного сечения трубопровода $\frac{\Delta F}{F}$.

Увеличение отношения $\frac{\varepsilon}{E}$ или $\frac{\Delta F}{F}$ путем применения некруглой трубы или за счет уменьшения толщины стенки модельной трубы, как это предложил Ларас [7], не может дать такого уменьшения скорости a , как это требуется согласно отмеченному выше, и в работах [3, 4].

В достаточно большом диапазоне можно уменьшать скорость a влияя на жесткость системы, а именно — вводя в трубопровод резиновый шланг наполненный воздухом.

Первые, известные нами попытки уменьшения скорости волны гидравлического удара путем введения в трубопровод резинового шланга были произведены в 1951 г. в ТБИЖТ'е Ю. С. Девдариани и Т. Б. Луякиной [8] и во Франции Ременьерасом [9] в 1952 году. В этих исследованиях преследовалась цель не моделирования удара, а воздействия этим путем на величину удара на действующих гидроустановках.

Ю. С. Девдариани и Т. Б. Луякина дают формулу для расчета скорости волны удара при введении резинового шланга в трубопровод, которая в наших обозначениях примет вид:

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \frac{D}{\delta} + \frac{d^2 \varepsilon}{D^2 \rho}}}$$

Практически, на своей экспериментальной установке Ю. С. Девдариани и Т. Б. Луякина получили уменьшение скорости волны удара с 1250 м/сек (без шланга) до 520 м/сек (со шлангом).

При выводе приведенной формулы не учтено влияние упругости резинового шланга, а процесс изменения объема воздуха в шланге считался изотермическим.

Ременьерас дает формулу для скорости волны удара с учетом влияния резинового шланга, считая также процесс изотермическим. Эта формула в наших обозначениях будет иметь вид:

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \frac{D}{\delta} + \frac{\omega}{F - \omega} \left(\frac{D}{E\delta} + \beta \right)}}$$

где ω — сечение шланга,

$\beta = \frac{1}{H} \frac{dW}{W}$ — постоянный коэффициент объемной деформации, определяемый опытом.

Хотя эта формула практически дает результаты с точностью до 10—15%, но требуются специально поставленные эксперименты по определению значения β для данного шланга.

Влияние шланга на скорость a можно определить, если написать уравнение неразрывности для трубопровода, внутри которого проложен резиновый шланг диаметром d_0 , толщиной стенки e , с модулем упругости материала стенок ε_p и поперечным сечением ω .

Так как в шланге имеется воздух, находящийся под давлением равным давлению окружающей воды, то стенки шланга не испытывают давления.

При повышении давления воды на величину dp , давление воздуха в шланге увеличивается на $dp_b < dp$ и под действием разности давлений $dp - dp_b$ диаметр шланга уменьшается. В связи с этим уравнение неразрывности для трубопровода по аналогии с уравнением (1) может быть с использованием выражения (3) записано в виде:

$$\frac{\partial v}{\partial x} dt dx = \frac{1}{\varepsilon} dp dx + \frac{D}{E\delta} dp dx + \frac{\omega}{F - \omega} \cdot \frac{d_0}{\varepsilon_p e} (dp - dp_b) dx. \quad (5)$$

$$\text{Здесь} \quad dp_b = \varepsilon_b \frac{d\omega}{\omega}, \quad (6)$$

где ε_b — объемный модуль упругости воздуха.

$$\text{Учитывая, что} \quad \frac{d\omega}{\omega} = \frac{d_0}{\varepsilon_p e} (dp - dp_b), \quad (7)$$

получим, в результате совместного решения уравнений (6) и (7),

$$dp_b = \frac{\varepsilon_b}{\varepsilon_p \frac{e}{d_0} + \varepsilon_b} dp. \quad (8)$$

Подставляя (8) в выражение (5) и преобразуя, получим:

$$\frac{\partial v}{\partial t} = \left[\frac{1}{\varepsilon} + \frac{D}{E\delta} + \frac{\omega}{F - \omega} \cdot \frac{1}{\left(\varepsilon_p \frac{e}{d_0} + \varepsilon_b \right)} \right] \frac{dp}{dt}.$$

Отсюда

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \frac{D}{\delta} + \frac{\omega}{F - \omega} \cdot \frac{\varepsilon}{\left(\varepsilon_p \frac{e}{d_0} + \varepsilon_b \right)}}}. \quad (9)$$

Таким образом, в знаменателе формулы Н. Е. Жуковского появляется дополнительный член, определяющий влияние резинового шланга на скорость a .

При этих выводах предполагалось, что шланг не меняет форму.

Если шланг сделан из жесткой резины, то давление воздуха в шланге практически не изменяется, т. е. $dp_b \approx 0$ или $\varepsilon \frac{e}{d_0} \gg \varepsilon_b$.

Тогда формула (9) примет вид:

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \frac{D}{\delta} + \frac{\omega}{F - \omega} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_p} \frac{d_0}{e}}} \quad (10)$$

Если, наоборот, шланг сделан из весьма тонкой, гибкой резины и сопротивлением его стенок внешнему давлению можно пренебречь, что равносильно тому, что вдоль трубопровода пропускается струя воздуха, то формула (9) запишется в виде

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{E} \frac{D}{\delta} + \frac{\omega}{F - \omega} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon_b}}} \quad (11)$$

Для определения ε_b исходим из того предположения, что при гидравлическом ударе изменение состояния воздуха в шланге происходит за такой короткий промежуток времени, что теплообмен между воздухом и окружающей его средой не происходит, поэтому процесс считаем адиабатическим, т. е.

$$pW^k = \text{const.},$$

где $k = \frac{c_p}{c_w}$ — отношение теплоемкостей при постоянных давлениях и объеме.

Дифференцируя это выражение, получим:

$$\frac{dW}{W} = - \frac{dp}{kp}$$

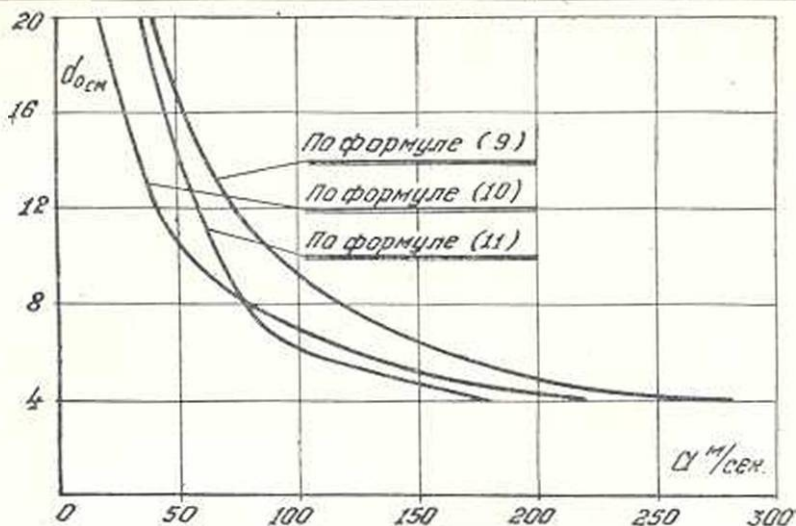
С другой стороны

$$\frac{dW}{W} = - \frac{dp}{\varepsilon_b}$$

Отсюда $\varepsilon_b = kp$.

Для воздуха (являющегося двухатомным газом) $k = 1,42$. Для сравнения формул (9), (10) и (11) производим численный расчет при следующих данных: $D = 64$ см, $\delta = 0,4$ см, $\frac{\varepsilon}{E} = \frac{1}{103}$, $\varepsilon_p = 40$ кг/см² и $\varepsilon_b = 2$ кг/см² при разных диаметрах шланга толщиной стенки 0,2 см и строим график (фиг. 1), изображающий изменение скорости a в данном трубопроводе в зависимости от диаметра шланга.

Поскольку формула (9) учитывает влияние наличия резинового шланга и воздуха в нем, скорость получается меньшей той, которая определяется по формуле (10). При отсутствии сопротивления, создаваемого воздухом в шланге, эту скорость можно было бы еще больше уменьшить, что видно из фиг. 1.



Фиг. 1. Кривые зависимости скорости a от диаметра шланга.

Кроме того, по формуле (11), которая написана для случая, при котором взамен шланга в трубопроводе подается струя воздуха, скорость a получается меньше, чем по формуле (9). Следовательно, разница в результате расчета по формулам (9) и (10) вызвана влиянием сопротивления воздуха в шланге, а при расчете по формулам (9) и (11)—сопротивлением шланга.

Таким образом полученные формулы могут быть применены для расчета скорости a в соответствующих конкретных случаях.

Точность результатов зависит от точности выбора ϵ_p и ϵ_b .

§ 2. Экспериментальная проверка уменьшения скорости распространения волны гидравлического удара

В 1952—54 гг. в Гидроэлектрической лаборатории Водно-энергетического института Академии наук Армянской ССР был проведен ряд экспериментов на 3-х установках, для установления возможности уменьшений скорости распространения ударных волн в трубопроводах в широких пределах.

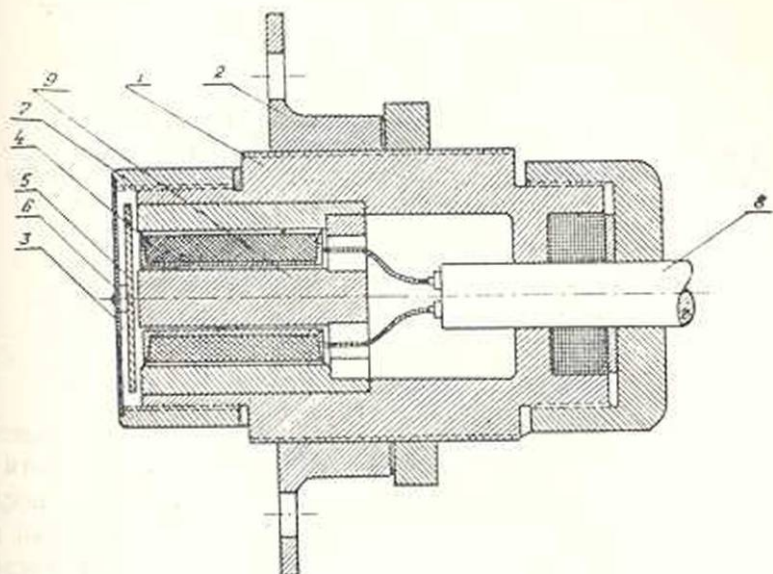
Для записи изменений во время давления при ударе были спроектированы и изготовлены следующие приборы:

- индукционный датчик давления,
- фото-оптический датчик давления и
- индикатор давления.

а) Индукционный датчик давления (фиг. 2) состоит из латунного корпуса 1, в котором собраны все детали.

Датчик закрепляется в интересующей нас точке модели посредством фланца 2, который, благодаря наличию нарезки, можно перемещать вдоль корпуса так, чтобы диафрагма 3, воспринимающая давление, находилась в данной точке модели.

Внутри корпуса помещается катушка 4 из провода ПЭП диаметром 0,12 мм, с числом витков 2100, и омическим сопротивлением в 1000 ом.



Фиг. 2. Конструктивная схема индукционного датчика.

Изменение индуктивного сопротивления катушки осуществляется путем перемещения стального якоря 5, присоединенного заклепкой 6 к гибкой диафрагме. Диафрагма припаивается к колпачку 7.

Катушка датчика двухжильным гибким кабелем 8 соединяется с осциллографом.

Под давлением жидкости диафрагма деформируется и якорь приближается к сердечнику 9 катушки.

При изменении зазора между якорем и сердечником, меняется индуктивное сопротивление катушки, следовательно, и ток цепи. Это изменение регистрируется осциллографом.

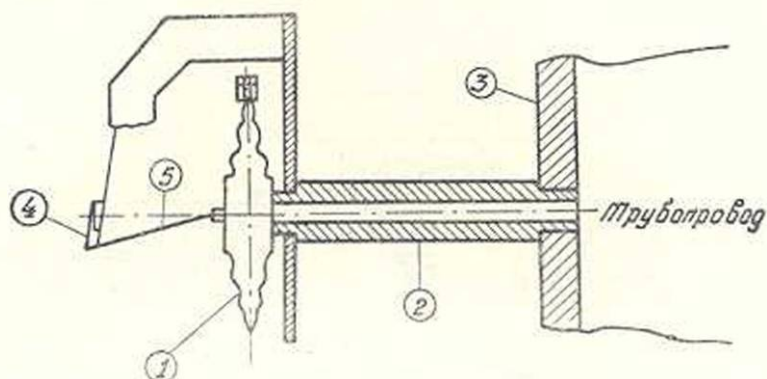
Перед экспериментом датчик тарировался под статическим давлением водяного столба, изменяющегося от 0 до 10 м и устанавливалась зависимость между давлением на мембране и проходящим током в осциллографе.

б) *Фото-оптический датчик давления* (фиг. 3) изготовлен из anerоидной коробочки 1, которая с помощью латунной трубки 2 присоединяется к трубопроводу 3.

Перед экспериментом прибор заполняется водой, через толщу которой изменение давления передается anerоидной коробочке. Под этим давлением коробочка деформируется, вызывая перемещение зеркала 4, которое опирается на штангу 5. Это зеркало освещается электрической лампочкой и отражает луч в сторону осциллографа.

Аналогично случаю тарировки индукционного датчика установ-

ливается связь между давлением и отклонением отраженного луча, фиксируемого на осциллографической бумаге.



Фиг. 3. Конструктивная схема фото-оптического датчика.

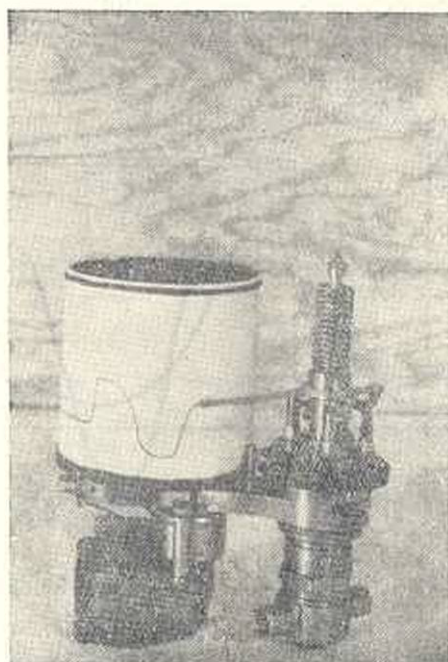
в) *Индикатор давления*, изготовлен из индикатора давления типа „Майгак“ применяемого для записи индикаторной мощности паровых машин, двигателей внутреннего сгорания и т. п. Этот последний имеет барабан, на котором производится запись. Специальный привод заставляет барабан вращаться попеременно то вправо, то влево, что неприемлемо для записи гидравлического удара. Поэтому нами были внесены в этот прибор некоторые конструктивные изменения, а именно: его барабан с приводным механизмом был заменен другим барабаном периметром 293 мм, который приводится во вращение моторчиком Уорена со скоростью один оборот в секунду (фиг. 4).

С целью сравнения качества указанных трех приборов на фиг. 5 дана произведенная ими одновременная запись ударной диаграммы при частичном закрытии задвижки. Из фигуры видно, что фото-оптический прибор настолько чувствителен, что резко реагирует на пульсацию в потоке, а индукционный датчик и индикатор давления их осредняют. Кроме того, поскольку фото-оптический прибор и индукционный датчик работают без потерь на механическое трение, а в индикаторе давления эти потери имеют место, то показания индикатора в среднем на 4% меньше, чем остальных приборов. Следовательно, механические потери в индикаторе составляют лишь 4%, что приемлемо.

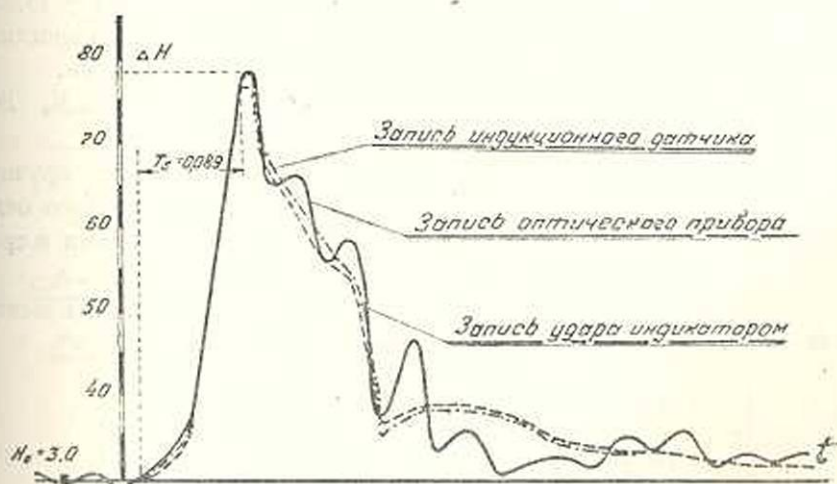
Индукционный и фото-оптический датчики изготавливались механиком ЛЭТИ Р. С. Тихоновым, а индикатор давления сотрудниками ВЭНИ Б. М. Джрбашяном и А. И. Анмегикианом.

Эксперименты на первой установке

В конце трубопровода диаметром 320 мм, длиной 18,95 м у задвижки был установлен индукционный датчик № 1. На расстоянии $l = 17,5$ м от этого датчика на трубопроводе был установлен датчик № 2.



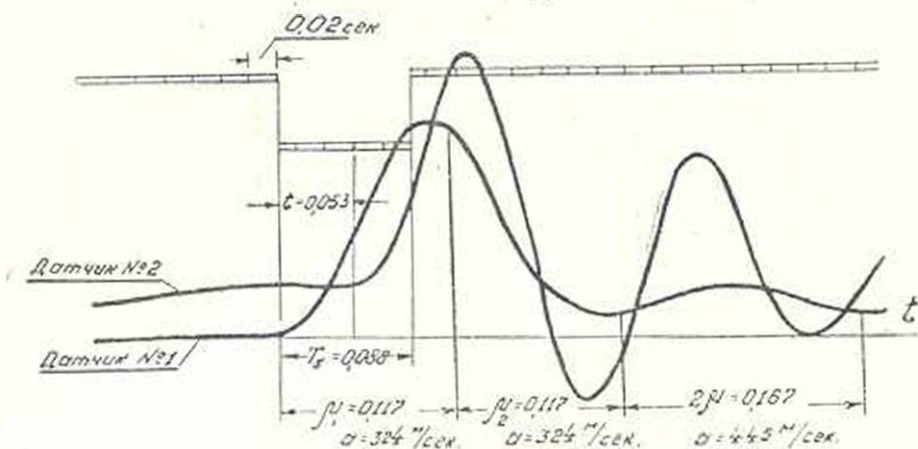
Фиг. 4. Общий вид индикатора давления.



Фиг. 5. Сравнительный график давления записанный тремя приборами.

В результате быстрого закрытия задвижки на 50%, давление в трубопроводе повысилось, что записано осциллографом.

На фиг. 6 приведена одна из таких записей ударной волны в трубопроводе при отсутствии в нем упругого элемента.



Фиг. 6. Диаграмма давления в первом трубопроводе без резинового шланга.

Из осциллограммы видно, что распространение повышения давления от датчика № 1 до № 2 происходит за 0,053 сек, что соответствует скорости $a = 330$ м/сек.

Кроме того, из осциллограммы видно, что для первой и второй фаз, время пробега волны от задвижки до свободной поверхности (в баке) и обратно $\mu = 0,117$ сек. При длине трубопровода $l = 18,95$ м получим $a = 324$ м/сек. В третьей и последующих фазах скорости a несколько увеличиваются и становятся равными $a = 445$ м/сек.

Если бы трубопровод был круглым, то по формуле Н. Е. Жуковского получили бы $a = 1010$ м/сек.

В данном случае указанный трубопровод накатанный вручную из листовой стали, форма его поперечного сечения значительно отличается от круга и приближается к эллипсу с главными осями в среднем 29,0 и 36,0 см (отношение осей $\varphi = 0,80$).

Для определения скорости a в трубопроводе эллиптического сечения Г. И. Двухшерстов [10] получил формулу

$$a = \frac{1435}{\sqrt{1 + \frac{2b(1-\nu^2)\epsilon}{E\delta} \cdot K_A \left(1 + K_A \frac{b^2}{\delta^2}\right)}}$$

где b — характерный размер поперечного сечения трубы, равный ее среднему диаметру $D = 32$ см,

$\nu = 0,1$ — коэффициент Пуассона,

δ — толщина стенки трубопровода 3 мм,

K_A и K_A' — безразмерные коэффициенты, зависящие от формы поперечного сечения.

Для $\varphi = 0,80$ получаем $K_A = 0,08$ и $K_A' = 0,934$.

При этих данных скорость получается равной $a = 457$ м/сек.

Таким образом, в эллиптической трубе скорость распространения волны удара значительно меньше, чем в круглой.

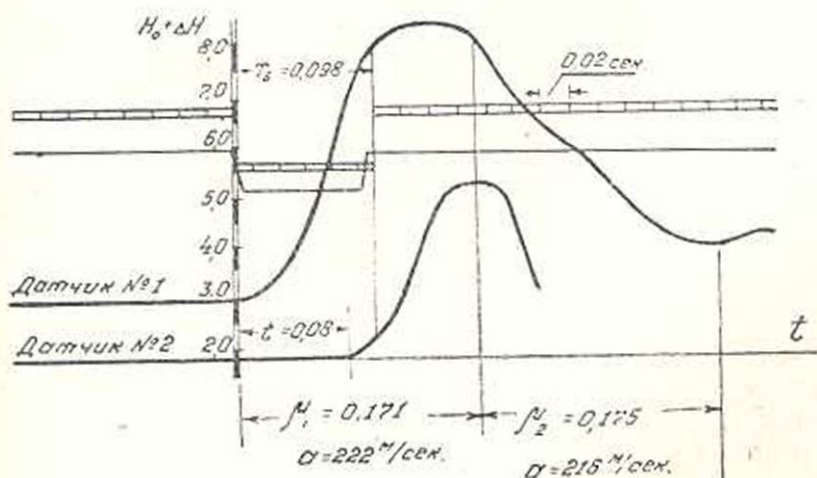
Такая скорость получится в эллиптической трубе, наполненной водой, в которой отсутствуют пузырьки воздуха.

Но даже при атмосферном давлении и температуре воды 20° предельное насыщение ее воздухом составляет около 2%, по объему [11]. Следовательно, в трубопроводе где фактическая скорость $a = 330$ м/сек (вместо $a = 457$ м/сек), содержание воздуха в воде по формуле (11) составляет 0,054%, что равносильно воздушной струе диаметром 7,44 мм.

Из приведенной осциллограммы видно, что в последующих фазах значения скорости a несколько возрастают. Это объясняется тем, что при увеличении давления часть воздуха выделяется из воды.

Поскольку количество воздуха в трубопроводе не всегда постоянно и зависит от давления, то скорость a не будет строго постоянной для всех фаз, что и видно из фиг. 6.

Если в этом же трубопроводе при таком же проценте содержания воздуха проложить два резиновых шланга диаметром по $d_0 = 1,8$ см и толщиной стенки $e = 2$ мм, то при $p = 40$ кг/см² по формуле (9) получим $a = 230$ м/сек, а по формуле (10) $a = 210$ м/сек и наконец, по формуле (11) $a = 206$ м/сек. По данным экспериментов $a = 222-216$ м/сек (фиг. 7).



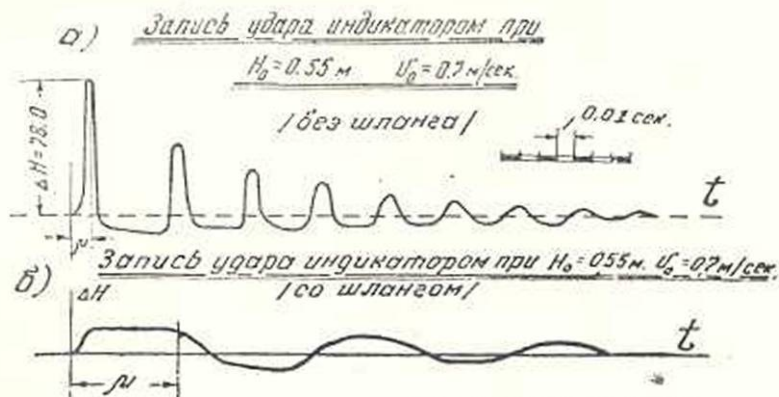
Фиг. 7. Диаграмма давления в первом трубопроводе с резиновым шлангом.

Таким образом, формулы [9], [10] и [11] позволяют довольно точно определять волновые скорости для случая наличия резинового шланга в трубопроводе.

Эксперименты на второй установке

Влияние резинового шланга на уменьшение скорости было выявлено более наглядно при экспериментах на трубопроводе длиной 22,6 м, диаметром 5 см, толщиной стенки 4 мм. В конце трубопровода был установлен пробочный кран, позволяющий вручную быстро закрывать приток воды и получить прямой удар в трубопроводе. Изменение давления в трубопроводе у крана записывалось индикатором давления.

На фиг. 8 приведена запись удара для одного из таких опытов. Диаграмма „а“ относится к удару без резинового шланга в трубе, а диаграмма „б“ — к удару при наличии в трубе резинового шланга диаметром 0,8 см и толщиной стенки 1 мм.



Фиг. 8. Диаграмма давления во втором трубопроводе.

Как видно из диаграммы „а“ продолжительность фазы $\mu = 0.04$ сек., следовательно $a = 1130$ м/сек. по формуле Н. Е. Жуковского получаем $a = 1340$ м/сек.

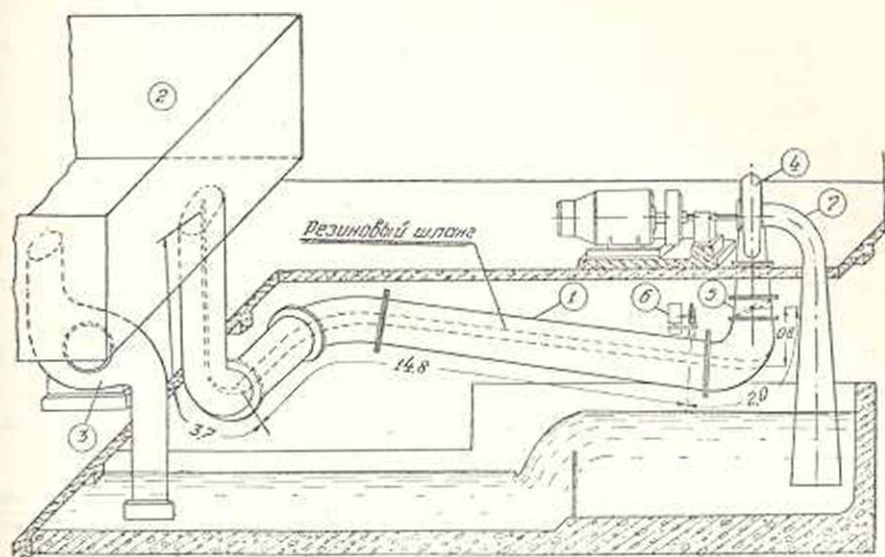
Это можно объяснить наличием пузырьков воздуха в воде. Действительно, при $a = 1130$ м/сек содержание воздуха в воде по формуле (11) равно 0,0028% от объема воды, что равносильно воздушной струе диаметром 0,27 мм.

Из ударной диаграммы кривой „б“ следует, что продолжительность первой фазы $\mu = 0.28$ сек, что соответствует скорости $a = 160$ м/сек. По формуле (9) получаем $a = 164$ м/сек.

В этом трубопроводе данный шланг уменьшает скорость a в 9 раз.

Эксперименты на третьей установке

Трубопровод 1 диаметром 640 мм, толщиной стенки 4 мм, длиной 20,5 м, специально предназначенный для модели станции, входящей в гидроэнергосистему (фиг. 9) и питающийся через основной бак 2 насосной 3, соединен со спиральным кожухом гидротурбины 4. В



Фиг. 9. Схема установки модели гидростанции.

конце трубопровода установлена дроссельная задвижка 5, при помощи которой создавался гидравлический удар. На расстоянии 2,0 м от дросселя на трубопроводе был установлен индикатор давления 6, который записывал диаграмму давления. Отсасывающая труба 7 была отсоединена от турбины, что дает возможность считать установку соответствующей схеме простого трубопровода с задвижкой в конце и с истечением в атмосферу.

Опыты на данной установке были проведены для трех разных случаев, а именно:

а). Бак 2 заполнен водой, насос отключен, трубопровод без резинового шланга. Удар в трубопроводе создается маневрированием дроссельной задвижки.

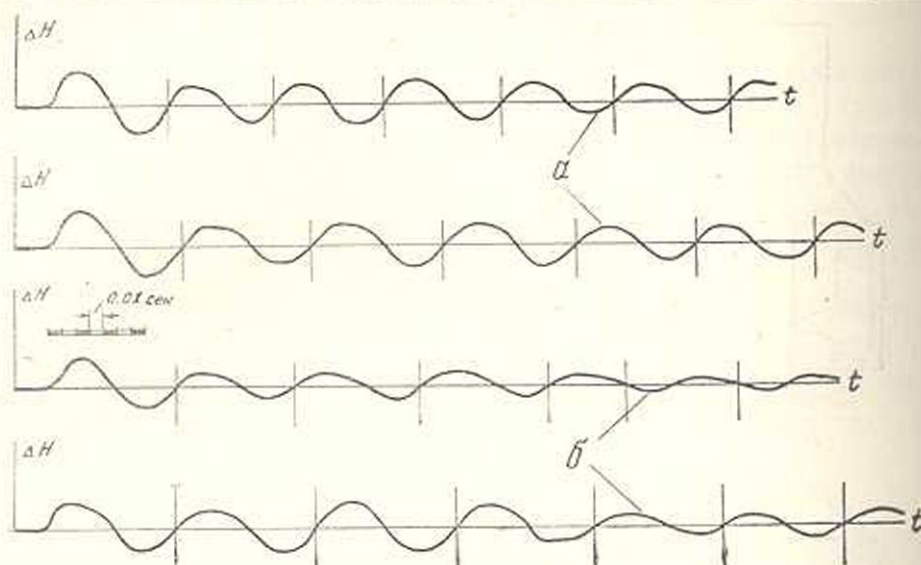
б). Те же условия, но насос работает.

в). Условия те же, что в п. „б“, но при наличии резинового шланга в трубопроводе.

Необходимо отметить, что при работе насоса на поверхности воды в резервуаре появлялись многочисленные пузырьки воздуха, отсасываемого насосом из нижнего резервуара. Эти пузырьки могут течением воды вовлекаться в трубопровод и, в зависимости от их объема, изменять значения скорости a в трубопроводе.

Скорость распространения волны гидравлического удара в данном трубопроводе, рассчитанная по формуле Н. Е. Жуковского, равна $a=900$ м/сек. Однако согласно данным опытов произведенных в совершенно одинаковых условиях, средние значения скорости a для шести фаз диаграммы давления (фиг. 10, кривые a) получились следующие (см. табл. 1).

На фиг. 10 приведена диаграмма только для первого и последнего опытов.



Фиг. 10. Диаграмма давления в третьем трубопроводе без резинового шланга.

Таблица 1

Число опытов	4	3	2	2	1	3
a м/сек	890	880	850	830	790	780

Для случаев, когда работал насос и воздушные пузырьки вовлекались в трубопровод, средние значения скорости, соответствующие шести фазам диаграммы давления (фиг. 10, кривые б) получились следующие (см. табл. 2):

Таблица 2

Число опытов	2	4	1	11	4	4
a м/сек	810	800	785	750	740	730

Как видно из таблиц 1 и 2 в первом случае, в зависимости от объема воздуха в воде, скорость a изменяется от 890 м/сек до 780 м/сек, а во втором случае — от 810 м/сек до 730 м/сек.

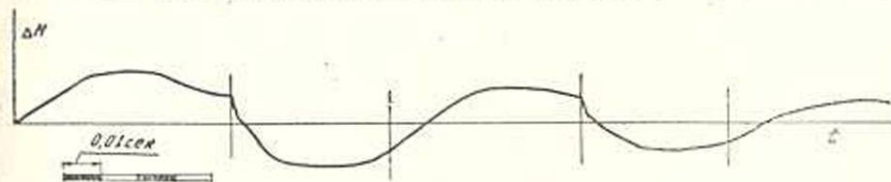
Расхождения между данными опытов и теории объясняются только наличием воздуха в воде. Поскольку объем воздуха в воде не постоянен, то значения скорости a в разных опытах, произведенных в одинаковых условиях, получаются разные. При сопоставлении данных таблиц 1 и 2 легко заметить, что когда в воде отсутствуют воздушные пузырьки, то скорость a получается больше. Если принять $a = 730$ м/сек, то по формуле (11) получим относительный объем воздуха на единицу длины трубопровода в размере 0,123% от объема воды в трубопроводе. Если мысленно отделить воздух от воды, то

площадь сечения трубопровода, занятая воздухом будет равна кругу с диаметром 0,73 см. Таким образом, при наличии в трубопроводе воздушной струи диаметром 0,73 см, скорость ударной волны уменьшится с 900 до 730 м/сек.

Для уменьшения скорости a в более широких пределах в трубопроводе был проложен резиновый шланг плоской формы с периметром 35 см, с толщиной стенок в 2 мм. Этот шланг под давлением накачиваемого в него воздуха принял форму круга. Благодаря этому при повышении давления воды снаружи стенки шланга не могут сопротивляться уменьшению его диаметра, а при уменьшении давления воды в трубопроводе шланг с воздухом расширяется и тогда сопротивление, вызванное шлангом, безусловно будет влиять. По этой причине при повышении давления скорость a будет меньше, чем при понижении давления.

Верхний конец шланга был наглухо закрыт, а нижний был снабжен штуцером, к которому присоединился компрессор для подачи в шланг воздуха. В зависимости от количества поданного воздуха уменьшалась скорость a . Из этого следует, что данное мероприятие отвечает своему назначению, причем оно позволяет по желанию регулировать скорость.

Один из опытов записи гидравлического удара в данном трубопроводе приведен на фиг. 11, а значения скорости в отдельных фазах для 5-ти опытов приведены в таблице 3, в которой, в графах 2, 3, 5



Фиг. 11. Диаграмма давления в третьем трубопроводе с резиновым шлангом.

Таблица 3

м/сек			м/сек			По формуле	
I фаза	II фаза	I-й период	III фаза	IV фаза	II-й период	(9)	(11)
1	2	3	4	5	6	7	8
50,5	79	64,7	57,5	76	66,7	69,5	61,5
50,5	74	62,2	59,7	80	69,5	69,5	61,5
51,2	79	65,1	58,8	79	68,8	69,5	61,5
52	79	65,5	57,1	86	71,5	69,5	61,5
52,9	76	64,4	65,6	80	72,8	69,5	61,5
Среднее значение для периодов		63,4	—	—	69,9	69,5	61,5

и 6 приведены значения скорости a для отдельных фаз. В графах 4 и 7 дано среднее значение скорости a для периодов колебания давления, полученных из экспериментов. В графах 8 и 9 даны значения скорости a , полученные по формулам (9) и (11).

Как видно из таблицы формулы (9) и (11) дают величины, довольно близкие к полученным из экспериментов.

Кроме того в трубопроводе, в котором скорость бала $a=900$ м/сек, удалось ее уменьшить практически до $a=65-70$ м/сек.

Такой результат дает основание при моделировании явления гидравлического удара пользоваться резиновым шлангом во всех тех случаях, когда при масштабе времени $\alpha t=1$ скорость a получается больше 70,0 м/сек.

Выводы

Проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Скорость распространения волны давления гидравлического удара зависит не только от поперечных размеров и упругости материала трубы и жидкости, но и, в некоторой степени, от формы поперечного сечения трубы.

2. Для практических расчетов значение скорости в круглых тонкостенных трубопроводах, при наличии в трубе упругого элемента в виде резинового шланга или воздушной струи, могут быть использованы предлагаемые формулы (9), (10) и (11), по которым можно определить скорости a , не прибегая к экспериментам. Полученные по этим формулам скорости a расходятся с экспериментальными значениями только на 5—7%.

3. Экспериментальное значение скорости a не будет строго соответствовать теоретическому, определяемому по формуле (4), из-за наличия воздуха в воде. Кроме того, обеспечить строгое постоянство скорости для отдельных фаз или опытов невозможно, поскольку при изменении давления от гидравлического удара изменяется и количество воздуха в воде.

При наличии в трубопроводе резинового шланга влияние воздушных пузырьков на a незаметно, поскольку объем этих пузырьков весьма мал по сравнению с объемом воздуха в шланге. В этом случае расхождения в величинах скорости a для отдельных фаз или опытов, достигают 3—8%, что вполне приемлемо, так как оно находится в пределах точности измерений при исследованиях на моделях гидроэнергосистем.

4. Теоретически и экспериментально доказана возможность искусственного уменьшения скорости a в достаточно широких пределах для обеспечения возможности моделировать явление гидравлического удара в трубопроводах ГЭС и исследовать в лабораторных условиях переходные процессы на модели гидроэнергосистемы с учетом влияния гидравлического удара.

Բ. Լ. Բուճիարյան, Զ. Լ. Զարյան

ՀԻԴՐԱՎԼԻԿԱԿԱՆ ՀԱՐՎԱԾԻ ՃՆՇՄԱՆ ԱԼԻՔԻ ՏԱՐԱԾՄԱՆ ԱՐԱԳՈՒԹՅԱՆ ԱՐԶԵՍՏԱԿԱՆ ՓՈՔՐԱՑՈՒՄԸ՝ ԱՅՆ ՄՈԴԵԼԱՑՆԵԼՈՒ ՆՊԱՏԱԿՈՎ

Ա Մ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Հիդրոէներգոսխառնմանի կառուցմանը կանոնավորման և նրանց աշխատանքի կայունությունն հարցերը մոդելացման միջոցով ուսումնասիրելիս, անհրաժեշտ է մոդելացնել հիդրավլիկական հարվածի՝ երևույթը, որ առաջանում է հիդրոկայանի ճնշման խողովակաշարում սեղանիկ տուրբինների կանոնավորման ընթացքում:

Այդպիսի մոդելացման դեպքում անհրաժեշտ է, որ ժամանակի մասշտաբը հավասար լինի մեկի:

Ժամանակի մասշտաբի այդ սահմանափակման հետևանքով հիդրավլիկական հարվածի մոդելացումը հնարավոր է միմիայն նրա ալիքի տարածման արագության փոքրացմամբ:

Հիդրոնալների կատարած տեսական և էքսպերիմենտալ հետազոտություններից պարզվել է, որ այդ արագության փոքրացման համար անհրաժեշտ է ճնշման խողովակի մեջ անցկացնել մեջը օդ լցված սեղանիկ խողովակ:

Ռեալիտե այդ խողովակը, ինչպես երևում է տեսականորեն ստացված (9), (10) և (11) բանաձևերից, կարող է ալիքի տարածման արագությունը փոքրացնել լայն սահմաններում:

Կատարված փորձերի միջոցով գործնականում ալիքի տարածման արագությունը փոքրացվել է 17 անգամ, որը լիովին համապատասխանում է տեսական հաշվումներին:

Ալիքի տարածման արագության փոքրացման այդ սահմանները հնարավորություն են տալիս հիդրոէներգոսխառնմանի մոդելացման դեպքում լիովին մոդելացնել կայանի ճնշման խողովակաշարը:

ЛИТЕРАТУРА

1. Егиазаров И. В. Задачи научных исследований по изучению режимов работы гидроэнергосистемы и их автоматического регулирования. Известия АН Армянской ССР, (серия ФМЕТ наук), № 1, т. VI, 1953.
2. Егиазаров И. В. Моделирование гидравлического удара. ДАН СССР, № 3, ХСП, 1953.
3. Егиазаров И. В. Моделирование гидравлического удара в особых условиях динамического моделирования целой гидроэнергосистемы. ДАН СССР, № 5, т. ХСП, 1953.
4. Егиазаров И. В. Моделирование и явления неустановившегося волнового движения безнапорного и напорного потока. Известия ОН АН СССР, № 10, 1953.
5. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. ГИТТЛ, М.—Л., 1940.
6. Моестков М. А. и Башкиров А. А. Расчеты гидравлического удара. Госэнергоиздат, 1952.
7. Larras, Coups de délier et essais sur modèles Revus Générale de L'Hydraulique. № 66, 1951.

8. Девдариани Ю. С. и Люнякина Т. Б. О снижении амплитуды давления в трубопроводах при гидравлическом ударе путем искусственного уменьшения скорости распространения ударной волны. Труды Ин-та энергетики АН Грузинской ССР, VI, 1951.
9. Remenieras. Dispositif simple pour réduire la célérité des ondes élastiques dans les conduites en charge. Houille Blanche, NA, 1952.
10. Духиерстов Г. И. Гидравлический удар в трубах некруглого сечения и потока жидкости между упругими стенками. Учен. записки МГУ, вып. 122, т. II, 1948.
11. Гибсон А. Гидравлика и ее применение. Госэнергоиздат, 1934.