

ВОЗДЕЙСТВИЕ ПОТОКА ЖИДКОСТИ НА ПРЕГРАДЫ. НЕУСТАНОВИВШЕЕСЯ ДВИЖЕНИЕ

Воздействие потока жидкости на ограничивающие его преграды.

Воздействие потока жидкости на стенки трубопровода.

Определим силу, с которой поток действует на стенки неподвижного канала. Для этого рассмотрим участок внутренней поверхности трубопровода (рис.4.1), ограниченный сечениями *1-1* и *2-2*.

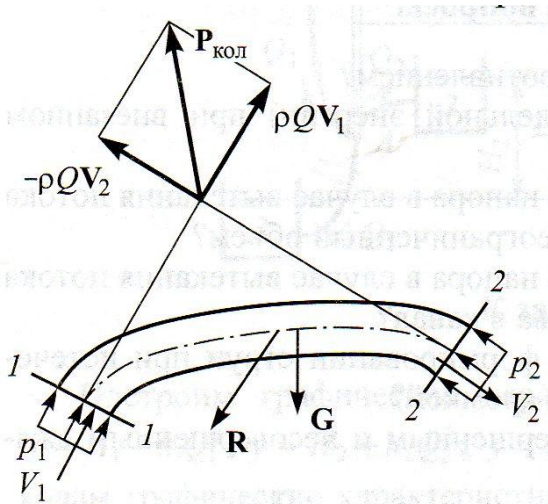


Рис. 4.1. Воздействие потока жидкости на стенки трубопровода

внутренней поверхности трубопровода являются составляющими силы, действующей на поток со стороны стенки.

Результирующая сила всех внешних сил, действующих на жидкость:

$$P_{\text{вн}} = P_1 + P_2 + G + R,$$

- где $P_1 = p_1 S_1$ - сила давления жидкости, действующая в сечении *1-1*;
 $P_2 = p_2 S_2$ - сила давления жидкости, действующая в сечении *2-2*;
 p_1 и p_2 - давления в центре тяжести соответствующего сечения;
 S_1 и S_2 - площади сечений *1-1* и *2-2*;
 G - сила тяжести выделенного участка;
 R - сила, с которой стенка канала действует на жидкость.

Силу, с которой поток жидкости действует на стенки неподвижного канала на участке между сечениями *1-1* до *2-2*, определяем из условия, что при установившемся движении результирующая $P_{\text{вн}}$ внешних сил, действующих на выделенный участок потока, равна

Поскольку в каждой точке внутренней боковой поверхности действует гидродинамическое давление, то в сумме элементарные силы давления образуют результирующую силу.

Ввиду сложности нахождения законов распределения давления по этой поверхности используют уравнение количества движения.

При этом принимаем:

- движение - установившееся;
- скорости в сечениях *1-1* и *2-2* распределены равномерно;
- касательные напряжения и силы давления на

$P_{кол}$ - геометрической разности изменения количества движения жидкости, вытекающей через сечение 2-2 и втекающей через сечение 1-1 в трубопровод за единицу времени, т.е.:

$$P_{вн} = P_{кол}; \quad P_{кол} = \rho QV_2 - \rho QV_1,$$

где ρQV_1 и ρQV_2 - количество движения потока жидкости, протекающей в единицу времени через входное и выходное сечения потока (Q - расход; V_1 и V_2 - векторы средней скорости движения жидкости в сечениях 1-1 и 2-2).

Пусть сила действия потока жидкости на стенку $F = -R$, тогда после преобразований

$$F = \underbrace{P_1 + P_2 + G}_{F_{стат}} + \underbrace{\rho QV_1 - \rho QV_2}_{F_{дин}} = F_{стат} + F_{дин},$$

получаем:

т.е. сила, с которой поток жидкости действует на ограничивающие стенки трубопровода, равна сумме статической и динамической составляющих.

Полученное уравнение служит для определения искомой силы F воздействия потока жидкости на ограничивающие его стенки.

Зная конфигурацию фасонной части трубопровода, выбрав направления осей координат, проецируя на них это уравнение, получим выражения для определения проекций искомой силы F .

Воздействие свободной струи жидкости на неподвижную преграду.

Определим силу действия свободной струи, вытекающей из отверстия или насадка, на неподвижную стенку (эта задача является частным случаем рассмотренной выше задачи определения силы действия потока на стенки канала).

В качестве преграды выберем стенку конической формы с осью, совпадающей с осью струи (рис.4.2, а), в которой 2α - угол при вершине конуса.

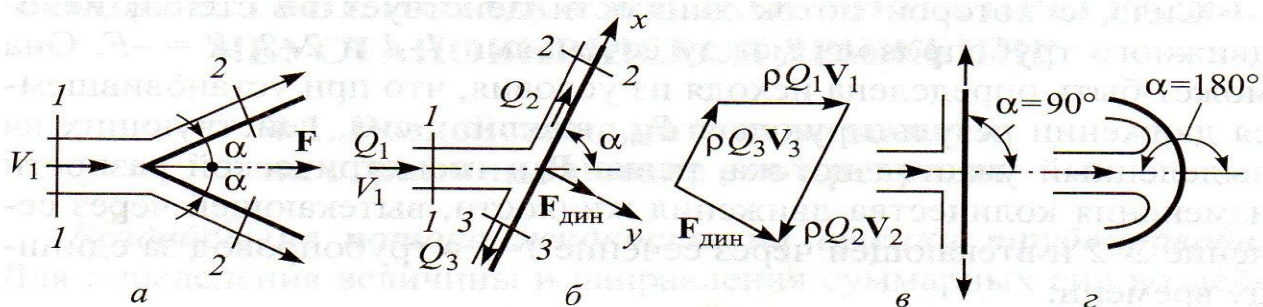


Рис. 4.2. Воздействие свободной струи на неподвижную преграду: а – конус; б – плоская стенка ($\alpha < 90^\circ$); в – плоская стенка ($\alpha = 90^\circ$); г – чашеобразная стенка ($\alpha = 180^\circ$)

Выделим в струе участок, ограниченный сечениями **1-1** и **2-2**. Сечение **2-2** с опорой на коническую поверхность. Т.к. давления на входном **1-1** и выходном **2-2** сечениях равны атмосферному, то силы P_1 и P_2 давления равны нулю. Весом выделенного участка потока пренебрегаем. В итоге сила воздействия свободной струи на неподвижную преграду - коническую поверхность:

$$F = P_1 + P_2 + G + \rho Q V_1 - \rho Q V_2 = F_{стат} + F_{дин};$$

где $F_{стат} = P_1 + P_2 + G = 0$ и $p_1 = p_2 = 0, G \rightarrow 0$; $F_{дин} = \rho Q V_1 - \rho Q V_2$.

Если пренебречь весом жидкости и, следовательно, разницей высот различных точек сечения 2-2, а также гидравлическим сопротивлением, то из уравнения Бернулли, написанного для сечений 1-1 и 2-2, получим, что скорости в этих сечениях одинаковы:

$$V_1 = V_2 = V.$$

Тогда силу вдоль оси конуса получим, спроектировав на это направление векторы сил:

$$F_{дин} = \rho Q V_1 - \rho Q V_2 \cos \alpha = \rho Q V (1 - \cos \alpha).$$

При определении силы, действующей на плоскую стенку (рис.4.2, б), расположенную под углом $\alpha < 90^\circ$ к оси свободной струи, принимают следующие допущения:

- не происходит растекания жидкости в бок (перпендикулярно плоскости рисунка);
- силы трения пренебрежимо малы;
- сила воздействия струи направлена перпендикулярно стенке;
- силы давления жидкости в сечениях $P_1 = P_2 = P_3 = 0$, т.к. давление окружающей среды равно нулю;
- сила тяжести мала, $G \rightarrow 0$.

Величины скоростей V_1, V_2, V_3 можно определить, написав уравнения Бернулли. Пренебрегая силами сопротивления и тяжести, уравнение Бернулли для элементарных струек, расположенных на поверхностях потоков, принимает вид

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{u_2^2}{2g} \quad \text{и} \quad \frac{p_1}{\rho g} + \frac{u_1^2}{2g} = \frac{p_3}{\rho g} + \frac{u_3^2}{2g}.$$

Поскольку давление на поверхности свободной струи равно давлению окружающей среды (воздуха), т.е. $p_1 = p_2 = p_3 = 0$ (избыточное), можно записать $u_1 = u_2 = u_3$. Распространив это условие на струю имеем - $V_1 = V_2 = V_3 = V$.

Сила воздействия струи на стенку определяется как:

$$F_{дин} = \rho Q_1 V_1 + \rho Q_2 V_2 + \rho Q_3 V_3.$$

Спроецировав $F_{дин}$ на оси (см. рис.4.2, б), получим:

$$F_x = 0 = \rho Q_1 V_1 \cos \alpha + \rho Q_2 V_2 - \rho Q_3 V_3 \quad \text{и} \quad F_y = F_{\text{дин}} = \rho Q_1 V_1 \sin \alpha.$$

Отсюда - $Q_1 \cos \alpha + Q_2 - Q_3 = 0$.

С учетом того, что $Q_1 = Q_2 + Q_3$ имеем выражения для определения расходов при растекании жидкости по наклонной стенке:

$$Q_3 = 0,5Q_1(1 - \cos \alpha) \quad \text{и} \quad Q_2 = 0,5Q_1(1 + \cos \alpha).$$

Частные случаи воздействия струи:

1) Струя вытекает на плоскую стенку (рис.4.2, в, $\alpha=90^\circ$), струя делится на две части, скорости движения которых равны $V_2=V_3=V$, направлены вдоль стенки и сила воздействия равна $F_{\text{дин}} = \rho Q_1 V$;

2) Струя вытекает на чашеобразную стенку (рис. 4.2., г, $\alpha=180^\circ$), $F_{\text{дин}} = 2\rho Q_1 V$.

Силовое воздействие свободного потока жидкости на движущуюся преграду.

При поступательном движении преграды частицы жидкости движутся:

во-первых, относительно границ потока;

во-вторых, они вместе с потоком совершают переносное движение.

При таких условиях относительное движение жидкости считают установившимся.

Кроме силового воздействия движущегося потока жидкости на преграду дополнительно воздействуют переносная сила инерции $F_{\text{нер}}$ и сила Кориолиса (сила инерции) F_K .

Полная сила равна:

$$F = P_1 + P_2 + G + \rho Q W_1 - \rho Q W_2 + F_{\text{нер}} + F_K,$$

где Q - расход потока жидкости;

W_1 и W_2 - векторы относительной скорости потока в сечениях 1-1 и 2-2.

При поступательном движении (вращательное движение потока вокруг его центра тяжести отсутствует) сила Кориолиса равна нулю ($F_K = 0$), а сила инерции при переносном движении потока равна произведению ускорения и массы жидкости в выделенном участке ($F_{\text{нер}} = j G/g$).

Если поток движется поступательно с постоянной скоростью, то при условии что $F_{\text{нер}} = F_K = 0$, получаем

$$F = P_1 + P_2 + G + \rho Q W_1 - \rho Q W_2.$$

При рассмотрении варианта силового воздействия свободного потока жидкости на движущуюся поступательно преграду типа конус (рис.4.2, а) найдём в сечении *1-1* относительную скорость

$$W_1 = V_1 - U,$$

где V_1 - абсолютная;
 U - переносная скорости.

Как для неподвижной, так и для подвижной преград - $F_{cm} = P_1 + P_2 + G = 0$.

Для движущейся преграды - $F_{дин} = \rho Q_w(W_1 - W_2 \cos \alpha)$.

Расход относительно нее - $Q_w = W_1 S = (V_1 - U)S$, где S - площадь сечения струи.

Полная сила действия потока - $F = \rho S(V_1 - U)^2(1 - \cos \alpha)$.

Одномерное неустановившееся движение потока жидкости. Общая интегральная форма уравнений движения потока жидкости

Одномерное неустановившееся движение потока жидкости.

Движение жидкости называется неустановившимся, если вектор скорости в любой точке потока меняется с течением времени, т.е. $U=f(x,y,z,t)$ и $\partial U/\partial t \neq 0$, что влечет за собой изменение давления в потоке жидкости $p=f(x,y,z,t)$.

В общем случае при неустановившемся движении находят скорости и давления потока в заданный момент времени. Поэтому будем рассматривать лишь одномерное движение, для которой $U = f(L,t)$.

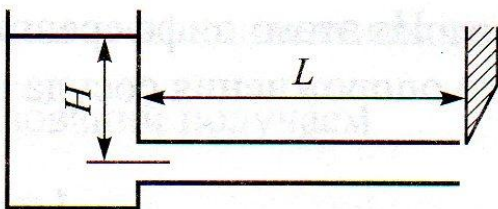


Рис. 4.3. Схема трубопровода с задвижкой

При постоянно открытой задвижке и постоянном напоре H (рис.4.3) движение в трубопроводе длиной L будет установившимся, средняя скорость $V=const$; $\partial V/\partial t=0$. В зависимости от скорости перекрытия трубопровода задвижкой возможны три варианта движения жидкости в трубопроводе:

а) очень медленное перекрытие - скорость и давление в любой момент времени принимают равными скорости и давлению установившегося движения (случай малых ускорений $\partial V/\partial t \approx 0$) в соответствии с положением задвижки в момент времени t ;

б) более быстрое перекрытие - торможение потока в трубопроводе, приводящее, по сравнению с установившимся движением, к заметному повышению напора перед задвижкой, соизмеримого с напором H ; в этом случае жидкость считают несжимаемой, стенки трубопровода - абсолютно жесткими; повышение давления в потоке называется инерционным напором $h_{ин}$;

в) мгновенное (резкое) перекрытие - возникает так называемый гидравлический удар, проявляющийся в колебательном процессе изменения давления в потоке жидкости; в этом случае учитывают сжимаемость жидкости и упругость стенок трубопровода.

Случай малых ускорений - истечение жидкости из резервуара при переменном напоре.

Из открытого сосуда (рис.4.4) через донное отверстие (или насадок) под напором истекает жидкость с коэффициентом расхода μ .

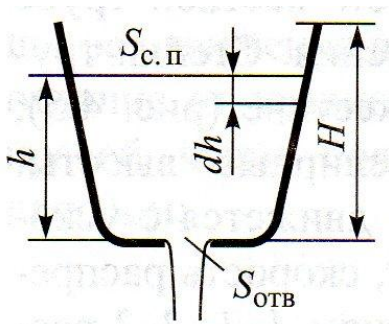


Рис. 4.4. Истечение жидкости под переменным напором

Хотя истечение происходит при медленно уменьшающемся напоре, в каждый момент времени течение считаем установившимся. Вследствие истечения жидкости ее объем в сосуде уменьшается.

Выразив уменьшение объема жидкости в сосуде и вытекший через донное отверстие объем за время dt и приравняв их, получим дифференциальное уравнение:

$$- S_{сп} dh = +Q dt \text{ или } - S_{сп} dh = +\mu S_{отв} \sqrt{2gh} dt,$$

где $S_{сп}$ - площадь СП жидкости в сосуде;

dh - понижение уровня ж-ти в сосуде за бесконечно малый промежуток времени dt ;

h - высота уровня ж-ти в сосуде, отсчитываемая от дна сосуда, в момент времени t ;

Q - расход ж-ти через донное отверстие.

Из этого дифференциального уравнения находим время полного опорожнения сосуда

высотой H при $\mu = \text{const}$:

$$t = - \frac{1}{\mu S_{отв} \sqrt{2g}} \int_H^0 S_{сн} \frac{dh}{\sqrt{2h}}.$$

Интеграл может быть вычислен, если известна зависимость $S_{сн} = f(h)$.

При $S_{сн} = \text{const}$ имеем

$$t = \frac{2S_{сн} H}{\mu S_{отв} \sqrt{2gH}}.$$

Анализ полученного выражения позволяет заявить, что *время опорожнения сосуда в 2 раза больше, чем время, за которое вытек бы полный объем жидкости $W = S_{сн}H$ с расходом $Q_{max} = \mu S_{отв} \sqrt{2gH}$ при максимальном напоре H .*

Инерционный напор.

Поскольку неустановившееся движение является сложным, то рассмотрим только движение потока жидкости в слабо изогнутой жесткой трубе постоянного сечения.

Стенки трубы абсолютно жесткие (рис.4.5); z_1 и z_2 - нивелирные высоты. Пусть жидкость движется с ускорением $j = dV/dt$. Скорость распределена по сечениям **1-1** и **2-2** равномерно. Потерями на трение пренебрегаем.

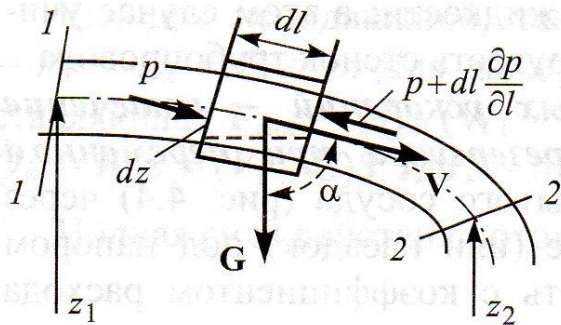


Рис. 4.5. К определению инерционного напора

Выделим элементарный объём потока жидкости сечением dS и длиной dl . Рассмотрим его равновесие в соответствии со вторым законом Ньютона, для чего спроецируем силы давления, тяжести и инерции на касательную к оси потока по направлению скорости V :

$$p dS - (p + dl \frac{\partial p}{\partial l}) dS + \rho g dS dl \cos \alpha = \rho dS dl dV/dt.$$

Отметим, что уравнение составлено с учетом бесконечно малых первого порядка. Принимая во внимание, что $dl \cos \alpha = - dz$ и выражая полное ускорение суммой локального и конвективного ускорений $\frac{dV}{dt} = \frac{\partial V}{\partial t} + V \frac{\partial V}{\partial l}$, после преобразований получаем

$$-\frac{\partial p}{\partial l} dl - \rho g dz - \rho V \frac{\partial V}{\partial l} dl = \rho \frac{\partial V}{\partial t} dl .$$

Проинтегрируем полученное уравнение по линии тока между сечениями **1-1** и **2-2** в текущий момент времени:

$$-\int_{p_1}^{p_2} dp - \rho g \int_{z_1}^{z_2} dz - \rho \int_{V_1}^{V_2} d\left(\frac{V^2}{2}\right) = \rho \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial V}{\partial t} dl .$$

После интегрирования и преобразований получим выражение

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial V}{\partial t} dl,$$

которое представляет собой уравнение Бернулли для неустановившегося движения потока ИЖ. Здесь в отличие от уравнения Бернулли для установившегося движения в правой части появился член, который называют **инерционным напором**:

$$h_{ин} = \frac{1}{g} \int_{l_1}^{l_2} \frac{\partial V}{\partial t} dl.$$

Для трубопровода постоянного сечения локальное ускорение $\partial V/\partial t$ также постоянно

вдоль трубы, а поэтому:

$$h_{ин} = \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t} \int_{l_1}^{l_2} dl = \frac{j}{g} (l_2 - l_1) = \frac{j}{g} l_{2-1}.$$

Физически инерционный напор представляет собой изменение полных удельных энергий жидкости в сечениях **1-1** и **2-2** в данный момент времени, отнесенных к мгновенному весовому расходу, и обусловлен разгоном или торможением потока жидкости в трубе. Ускорение j подсчитывается по изменению средней скорости потока. При этом предполагается, что на участке **1-2** движение если и изменяется, то плавно.

Поэтому при выводе выражения, определяющего инерционный напор, можно не учитывать неравномерность распределения скоростей по сечениям потока.

Для потока реальной жидкости уравнение Бернулли с учётом потерь напора в местных гидравлических сопротивлениях и на трение между сечениями **1-1** и **2-2** имеет вид

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + l \frac{j}{g} + \sum h_{ном}.$$

Если трубопровод состоит из труб разного сечения, то инерционные потери находят для каждого участка и суммируют.

Ускорения на каждом участке находят дифференцированием уравнения расхода:

$$dQ/dt = S_1 j_1 = S_2 j_2 = \dots = S_j j_i.$$

С учетом скоростных напоров во входном и выходном сечениях, потерь в местных гидравлических сопротивлениях и инерционных потерь уравнение Бернулли принимает вид:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} + \sum h_{ин} + \sum h_{ном}.$$

Инерционный напор $h_{ин}$ в уравнении Бернулли имеет знак, соответствующий знаку ускорения. При значении $j > 0$ (ускоряющееся движение) инерционный напор $h_{ин}$ - положительная величина, что означает уменьшение полного напора вдоль потока аналогично его уменьшению вследствие наличия МГС.

Однако инерционный напор не следует рассматривать как безвозвратно потерянную энергию. При значении $j < 0$ происходит торможение потока, причем полный напор жидкости вдоль потока возрастает. Следует отметить, что сказанное выше относится лишь к определенному моменту времени или движению жидкости с постоянным ускорением ($j = \mathbf{const}$). При переменном значении ускорения характер распределения напоров вдоль потока изменяется с течением времени.

Особенно велико влияние инерционного члена при больших значениях ускорения, например, при гидравлическом ударе.

Гидравлический удар в напорном трубопроводе. Общие понятия.

Резкое изменение давления в напорном трубопроводе вследствие внезапного изменения скорости движения жидкости называют гидравлическим ударом.

Особо опасен гидравлический удар в длинных трубопроводах, в которых движутся значительные массы жидкости с большими скоростями.

Впервые явление гидравлического удара было изучено русским ученым проф. Н.Е. Жуковским (1899 г.). Позднее советские ученые углубили теорию Жуковского и разработали вопросы её практического приложения.

Фазы гидравлического удара.

Гидравлический удар представляет собой колебательный процесс, возникающий в упругом трубопроводе с жидкостью при внезапном изменении скорости жидкости. Процесс быстротечен и характеризуется чередованием повышения и понижения давления.

Рассмотрим прямолинейный горизонтальный напорный трубопровод длиной L и диаметром d , один конец которого присоединен к питающему резервуару с постоянным уровнем ($H = \mathbf{const}$), а другом конце трубопровода устанавливается задвижка (рис.4.6, а).

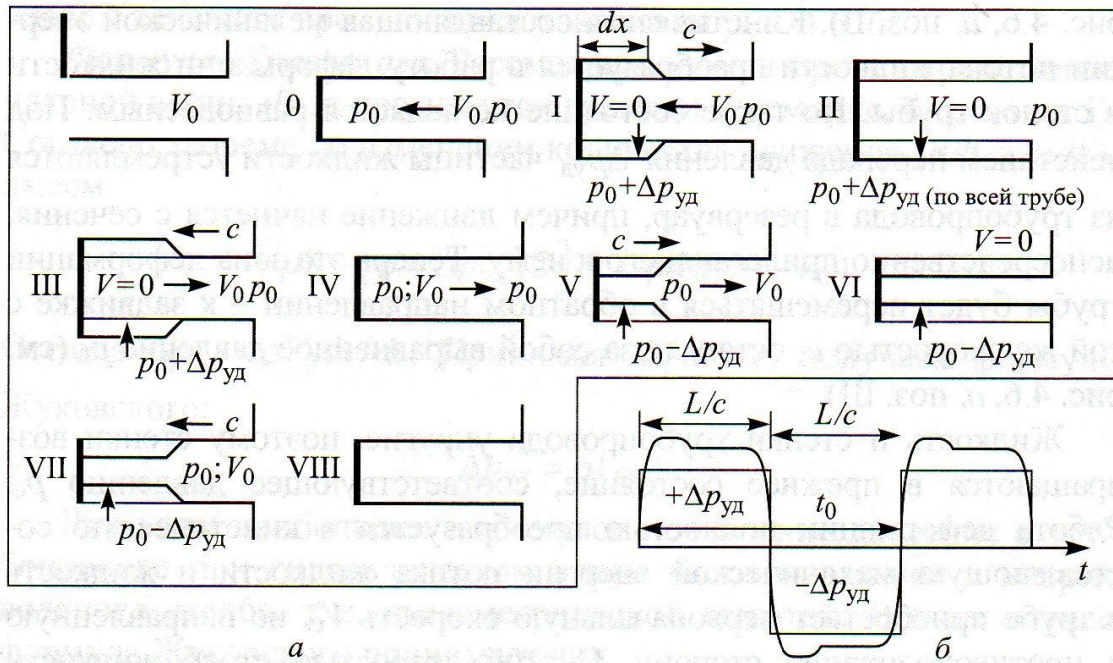


Рис. 4.6. Схема движения ударной волны (а) и изменение давления с течением времени у задвижки (б) при гидравлическом ударе

Если мгновенно (насколько это возможно) прикрыть задвижку, то перед ней в результате внезапного резкого уменьшения скорости движения жидкости в трубопроводе вследствие удара о преграду повышается давление $\Delta p_{уд}$. Скорость частиц жидкости, натолкнувшихся на задвижку, будет погашена, а их кинетическая составляющая механической энергии потока жидкости перейдет потенциальную составляющую механической энергии потока жидкости и в работу деформации стенок трубопровода и жидкости.

При этом стенки трубы растягиваются, а жидкость сжимается в соответствии с повышением давления $\Delta p_{уд}$. На заторможенные частицы у задвижки набегают другие, соседние с ними частицы, и также теряют скорость, в результате чего зона повышения давления передвигается вправо со скоростью упругих колебаний жидкости C , называемой скоростью ударной волны (рис.4.6, а, поз. 1.); зона, в которой давление изменяется на величину $\Delta p_{уд}$, называется ударной волной.

Когда ударная волна за промежуток времени $t=L/c$ достигнет резервуара, жидкость остановится и окажется сжатой во всей длине трубопровода, а его стенки - растянутыми. Повышение давления за счет удара распространяется по всей длине трубопровода (рис.4.6, а, поз. 2:). Кинетическая составляющая механической энергии потока жидкости преобразуется в работу деформации жидкости и стенок трубы. Но такое состояние не является равновесным. Под действием перепада давлений $\Delta p_{уд}$ частицы жидкости устремляются из трубо-

провода в резервуар, причем движение начнется с сечения, непосредственно прилегающего к нему. Теперь эта зона деформации трубы перемещается в обратном направлении - к задвижке с той же скоростью c , оставляя за собой выровненное давление p_0 (рис.1.60, а, поз. 3:).

Жидкость и стенки трубы упругие, поэтому стенки возвращаются в прежнее состояние, соответствующее давлению p_0 . Работа деформации полностью преобразуются в кинетическую составляющую механической энергии потока жидкости, и жидкость в трубе приобретает первоначальную скорость V_0 , но направленную в противоположную сторону.

С этой скоростью столб жидкости (рис.4.6, а, поз. 4:) стремится оторваться от задвижки, вследствие чего возникает отрицательная ударная волна под давлением (перепад давления - $\Delta p_{уд}$), которая направляется от задвижки к резервуару со скоростью c , оставляя за собой сжавшиеся стенки трубы и расширившуюся жидкость, что обусловлено снижением давления $\Delta p_{уд}$ (рис.4.6, а, поз. 5:). Кинетическая энергия жидкости вновь переходит в работу деформаций, но противоположного знака.

Состояние трубы в момент прихода отрицательной ударной волны к резервуару (рис.4.6, а, поз. 6:) также не является равновесным. На рис.4.6, а, поз. 7 показан процесс выравнивания давления в трубопроводе и резервуаре, сопровождающийся возникновением движения жидкости со скоростью V_0 . Очевидно, что как только отраженная от резервуара ударная волна под давлением $\Delta p_{уд}$ достигнет задвижки, возникнет ситуация, имевшая место в момент закрытия задвижки. Весь цикл гидравлического удара повторится снова.

В опытах Н. Е. Жуковского было зарегистрировано 12 полных циклов с постепенным уменьшением $\Delta p_{уд}$ вследствие трения в трубопроводе и рассеивания энергии в резервуаре.

Диаграмма процесса изменения давления при гидравлическом ударе с течением времени представлена на рис.4.6, б.

Формула Н.Е. Жуковского.

Рассмотрим элементарное перемещение ударной волны dx за промежуток времени dt (рис.4.6, а, поз. 1).

Согласно теореме об изменении количества движения ($Rdt=mdV$) имеем

$$[pS - (p+\Delta p_{уд})S]dt = \rho dxS(0-V_0).$$

Отсюда

$$\Delta p_{уд} = \rho V_0 dx/dt.$$

Принимая $dx/dt = c$ - скорость распространения ударной волны, получаем формулу Жуковского

$$\Delta p_{\text{уд}} = \rho V_0 c.$$

Для воды наибольшее возможное повышение давления в трубе при гидравлическом ударе часто выражают в метрах водяного столба, т. е. пьезометрической высотой. В этом случае формула Жуковского примет вид

$$\Delta p_{\text{уд}} / (\rho g) = c V_0 / g.$$

Но пока неизвестна скорость c , поэтому ударное давление $\Delta p_{\text{уд}}$ найдём другим путём, а именно из условия, что кинетическая энергия потока движущейся жидкости переходит в работу деформации: растяжения стенок трубы и сжатия жидкости.

Кинетическая энергия жидкости в трубе радиусом r равна:

$$\frac{m V_0^2}{2} = \frac{1}{2} \rho_{\text{ж}} \pi r^2 L V_0^2,$$

расходуется на работы по деформации $A_{\text{деф.ст}}$ стенок трубы и по сжатию $A_{\text{сж.ж}}$ жидкости.

Работа, затрачиваемая на деформацию стенок трубопровода, равна половине произведения силы на удлинение

$$A_{\text{деф.ст.}} = \frac{1}{2} \Delta p_{\text{уд}} \cdot 2 \pi r \Delta r L,$$

По закону Гука напряжение, возникающее в стенках трубопровода, определяется как:

$$\sigma = E \left[\frac{2\pi(r + \Delta r) - 2\pi r}{2\pi r} \right] = E \frac{\Delta r}{r},$$

где σ – нормальное напряжение в материале стенки трубы, которое связано с давлением $\Delta p_{\text{уд}}$ и толщиной стенки трубы δ отношением:

$$\sigma = \Delta p_{\text{уд}} r / \delta;$$

E - модуль упругости материала стенок трубопровода;

L - длина деформируемого участка трубопровода;

r - внутренний радиус сечения трубопровода.

С учетом $\sigma = \Delta p_{\text{уд}} r / \delta$ и $\Delta r = \Delta p_{\text{уд}} r^2 / (E \delta)$ имеем

$$A_{\text{деф.ст.}} = \Delta p_{\text{уд}}^2 \pi r^3 \frac{L}{E \delta}$$

Работа, затрачиваемая на сжатие объема жидкости, которую можно представить как работу сил давления на пути ΔL , равна

$$A_{\text{сж.жид.}} = 0,5 \pi r^2 \Delta p_{\text{уд}} \Delta L = 0,5 \Delta p_{\text{уд}} \Delta W.$$

Аналогично закону Гука с учётом деформации жидкости $\Delta W/W = \Delta L/L = \Delta p_{\text{уд}}/E$,

где E - модуль упругости жидкости;

W - объем жидкости в деформируемом трубопроводе, получаем

$$A_{\text{сж.жид.}} = \frac{1}{2} \Delta p_{\text{уд}}^2 \pi r^2 L / E_{\text{ж}}$$

Таким образом, уравнение энергии и затрачиваемых работ сил на деформацию стенок и сжатие жидкости примет вид

$$\frac{1}{2} \rho_{\text{ж}} \pi r^2 L V_0^2 = \frac{\Delta p_{\text{уд}}^2 \pi r^3 L}{E \delta} + \frac{\Delta p_{\text{уд}}^2 \pi r^2 L}{2 E_{\text{ж}}}.$$

Решая относительно $\Delta p_{\text{уд}}$, имеем:

$$\Delta p_{\text{уд}} = \frac{\rho_{\text{ж}} V_0}{\sqrt{\rho_{\text{ж}} / E_{\text{ж}} + 2 r \rho_{\text{ж}} / (E \delta)}} = \rho V_0 c_{\text{прив.}}$$

Здесь $c_{\text{прив.}}$ - приведенная скорость распространения упругих колебаний в системе жидкость-трубопровод.

По сравнению с формулой Жуковского приведенная скорость зависит от рода жидкости, материала стенок трубопровода, его диаметра, толщины стенок.

Чем меньше скорость распространения упругих колебаний в материале стенок, тем менее опасен для этих трубопроводов гидравлический удар.

Если стенки абсолютно жесткие, т.е. $E = \infty$, то скорость распространения ударной волны $c = \sqrt{E_{\text{ж}} / \rho_{\text{ж}}}$ в жидкости, или скорости звука в жидкости, составляет: 1435 м/с - в воде; 1200...1400 м/с - в маслах на нефтяной основе.

Формулы по определению величины изменения давления при гидравлическом ударе справедливы при $t < t_0 = 2L/c$, где L - длина трубопровода.

Виды гидравлического удара.

Гидравлический удар может быть двух видов: прямой и непрямой. Для определения вида положительного удара необходимо знать продолжительность фазы гидравлического удара.

Как уже указывалось, возникшее при быстром закрытии задвижки, повышение давления распространяется в виде волны, двигающейся против течения с некоторой скоростью c , которая будет одинаковой как при полном, так и при неполном закрытии отверстия трубопровода. Эту волну будем называть положительной. Очевидно, что в течение некоторого промежутка времени $t_1 = L/c$ положительная волна повышенного давления достигает напорного резервуара, т. е. к концу промежутка времени t_1 давление на входе трубопровода должно быть больше, чем при установившемся движении, на некоторую величину $\Delta p_{уд}$. Но в месте соединения трубопровода с напорным резервуаром давление определяется глубиной погружения его оси под уровень жидкости в резервуаре, а так как напор $H = \text{const}$, то и давление в этом месте должно оставаться постоянным.

Чтобы последнее условие удовлетворялось, необходимо допустить, что в момент прихода положительной волны к напорному резервуару возникает новая волна, которая обуславливает понижение давления на величину $\Delta p_{уд}$. Эта отраженная волна, возникшая на входе трубопровода, будет распространяться по трубопроводу в обратном направлении с той же скоростью c и при этом будет уменьшаться давления, созданное положительной волной. Отраженную волну называют отрицательной.

Ясно, что отрицательная волна достигнет задвижки в течение времени $t_2 = L/c$, т.е. отраженная волна на обратный пробег затратит то же время, что и положительная волна на пробег от задвижки до резервуара. Следовательно, продолжительность фазы гидравлического удара, т. е. полное время t_0 пробега волны от задвижки к входному концу трубопровода и обратно равно $t_0 = 2L/c$.

Обозначим время полного закрытия задвижки через T . Тогда, очевидно, могут иметь место два случая: $T < t_0$ и $T > t_0$. Если закрытие задвижки совершается быстро, так что время её закрытия будет меньше продолжительности фазы гидравлического удара (закрытие задвижки окончится раньше прихода отраженной волны), $T < 2L/c$, то такой удар называется *прямым*. Проявляется прямой гидравлический удар при большой длине трубопровода или же при быстром закрытии задвижки.

Отметим, что при мгновенном полном закрытии трубопровода, независимо от длины трубопровода, всегда будет прямой удар.

В случае если закрытие трубопровода совершается так, что время закрытия задвижки будет больше длительности фазы гидравлического удара (отраженная волна достигает выходного конца трубопровода раньше, чем закроется задвижка), т. е. $T > 2L/c$, то гидравлический удар называется *непрямым*. Но поскольку отрицательная волна снижает уровень давления в трубопроводе, то наибольшее повышение давления на выходе трубопровода в этом случае будет меньше, чем при прямом гидравлическом ударе.

Явление непрямого удара имеет место при небольшой длине трубопровода или при медленном закрывании задвижки. При непрямом ударе на выходе трубопровода наблюдается весьма сложное явление, что в значительной степени затрудняет определение уровня повышения давления, и поэтому в практике обычно используют приближенные формулы для определения величины $\Delta p_{уд}$.

Способы гашения гидравлического удара.

Уменьшение длины трубопровода, как указывалось ранее, влияет на изменение давления при гидравлическом ударе: чем короче трубопровод, тем меньше уровень давления. Следовательно, необходимо использовать как можно более короткие трубопроводы. При длине трубопровода $L < cT/2$ уже будет наблюдаться явление непрямого гидравлического удара с повышением давления, значительно меньшим, чем при прямом ударе.

Другой способ гашения гидравлического удара - увеличение времени закрытия (или открытия) задвижки. Если закрытие трубопровода происходит так медленно, что $T > 2L/c$, то гидравлический удар будет непрямым, и уровень повышения (или понижения) давления будет не столь значительным, как при прямом ударе.

При этом если требуется обеспечить в трубопроводе повышение уровня давления не более заданного Δp , то необходимое для этого время закрытия задвижки можно определить

по следующей формуле:

$$T \geq \frac{\rho VL}{\Delta p} + \frac{L}{c}.$$

Действие воздушного колпака заключается в том, что повышение уровня давления в трубопроводе воспринимается воздухом, содержащимся в колпаке, т.е. он служит своеобразным буфером, воспринимающим избыток давления и не позволяющим ему распространиться по трубопроводу. Однако полезное действие воздушных колпаков сказывается лишь при достаточной их вместимости.

Разновидностью установки воздушных колпаков является размещение пневмогидроаккумуляторов в непосредственной близости от перекрытия трубопровода.

Применяемые в некоторых случаях специальные клапаны-гасители гидравлических ударов автоматически открываются при повышении давления против допустимого и сбрасывают часть рабочей жидкости из трубопровода, тем самым снижают высокое давление в трубе.

Для ослабления гидравлического удара в деривационных штольнях и трубопроводах устраиваются уравнительные башни - водяные колонны, заканчивающиеся открытыми резервуарами. Их устанавливают между напорной штольней и напорным трубопроводом. При таком расположении уравнительные башни ослабляют эффект гидравлического удара в трубопроводе и предохраняют напорную штольню и турбину от значительного повышения давления. Расчет уравнительных башен приводится в специальных курсах: использование водной энергии, гидроэлектрические станции и пр.

Гидравлический таран.

Примером использования гидравлического удара для полезных целей является гидравлический таран (рис.4.7) - водоподъемное устройство ударного действия, работающее за счет напора H .

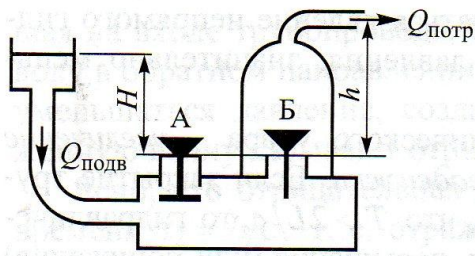


Рис. 4.7. Схема гидравлического тарана

Гидравлический таран состоит из подводящего напорного трубопровода длиной **10...20 м**, рабочей камеры с двумя клапанами: ударным **А** и нагнетательным **Б**, воздушного колпака и нагнетательного трубопровода. При этом ударный клапан, опускаясь под действием силы тяжести, открывает выходное отверстие, а нагнетательный, наоборот, закрывает отверстие.

Гидравлический таран действует следующим образом. Вода, поступающая в рабочую камеру по подводящему трубопроводу, начинает вытекать наружу через открытый клапан **А**. Вытекающей водой клапан **А** поднимается и нижней пластиной перекрывает клапанное отверстие выходной канал этого клапана **А**. В результате внезапной остановки потока в рабочей камере происходит гидравлический удар с резким повышением уровня давления, под влиянием которого открывается клапан **Б**, и часть воды выталкивается из рабочей камеры под воздушный колпак, а оттуда в нагнетательный трубопровод.

Повышенное давление в рабочей камере, вызванное гидравлическим ударом, быстро падает, вследствие чего закрывается клапан **Б**, и под действием силы тяжести откроется клапан **А**. Вода из рабочей камеры снова станет вытекать наружу через клапан **А** и закроет его. В рабочей камере снова произойдет гидравлический удар и т. д.

Таким образом, гидравлический таран работает автоматически и, затрачивая большую часть всего расхода $Q_{\text{подв}}$, поступающего по подводящему трубопроводу, на излив наружу через клапан **А**, меньшая часть - подача потребителю $Q_{\text{потр}}$ поднимается по нагнетательному трубопроводу на высоту h , значительно превышающую высоту H .

Предельная высота подъема воды h зависит от величин H и $Q_{\text{подв}}$, от величины гидравлических сопротивлений тарана и от прочности колпака.

Нормально высота подъема воды гидравлическим тараном в **10 раз** превышает напор H ($h \approx 10H$).

Расход $Q_{\text{потр}}$ воды в нагнетательной трубе гидравлического тарана связан с расходом $Q_{\text{подв}}$ в подводящем трубопроводе зависимостью $\eta Q_{\text{подв}} H = qh$, где η - коэффициент полезного действия тарана, который в зависимости от отношения h/H имеет следующие значения:

$$h/H = 2; 3; 5; 8; 10$$

$$\eta = 0,85; 0,78; 0,69; 0,58; 0,52$$

Гидравлические тараны применяются в водоснабжении и орошении при подаче небольшого количества воды на большую высоту из водотока, имеющего значительный расход. Гидравлический таран работает без двигателя, прост и надежен в эксплуатации, а поэтому может найти широкое применение в гидромелиоративном деле.