

В. М. ОВСЕПЯН

К ВОПРОСУ КОНСТРУИРОВАНИЯ МОЩНЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ТАРАНОВ

Использование гидротаранов в горных районах СССР в качестве водоподъемной машины может принести сельскому хозяйству существенную пользу.

В Ереванском политехническом институте им. К. Маркса с 1952 года под руководством автора статьи ведется работа [1] по разработке теории гидротаранов, а также конструированию и внедрению их в сельское хозяйство. В этой статье освещается вопрос об использовании больших питательных напоров и увеличении пропускной способности тарана.

§ 1. Мощность тарана N непосредственно зависит от величины используемого расхода водонесточника Q и напора H , создаваемого подводным к тарану трубопроводом, так называемой питательной трубой: $N = KQH$, где K параметр, зависящий от коэффициента полезного действия и выбора единиц измерения.

Очевидно, что при большом питательном напоре мощность тарана соответственно будет большей. Вопреки этому положению, о возможности использования больших питательных напоров высказываются разноречивые мнения. По данным С. Д. Чистопольского [2] максимальное значение питательного напора разными авторами ограничивается величиной 10, 12, 15 и 39 м. Эти предположения иногда исходят из опасения развития больших давлений, вредных как для тарана, так и для труб. Однако теория тарана показывает, что давление, развивающееся в питательной трубе зависит не от питательного напора, а от нагнетательного напора. При захлопывании ударного клапана, в питательной трубе давление повышается до нагнетательного напора, при котором нагнетательный клапан открывается и воздушный колпак начинает принимать жидкую массу, движущуюся по инерции в питательной трубе; этим предотвращается дальнейшее повышение давления в питательной трубе. Самое большое значение давления в питательной трубе превышает нагнетательный напор лишь на величину потерь напора в нагнетательном клапане. Таким образом, при нормальной работе тарана в питательной трубе не может развиваться опасное давление. Такая опасность может иметь место только тогда, когда таран работает при закрытой нагнетательной трубе.

что, вообще говоря, технически недопустимо. Для предотвращения же такой опасности, возникающей вследствие случайных причин, можно на воздушном колпаке установить регулятор-предохранитель давления.

Необходимо учитывать и то обстоятельство, что повышение давления во время гидравлического удара обусловлено скоростью движения воды в питательной трубе. При мгновенном закрытии оно выражается формулой:

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \frac{v}{g} \quad (1)$$

где $\frac{\Delta p}{\gamma}$ — повышение давления, выраженное высотой водяного столба, v — скорость движения воды в трубе в момент закрытия и c — скорость распространения ударной волны. Поэтому, независимо от величины питательного напора, можно ограничить повышение давления ограничением скорости в питательной трубе. Этого можно добиться уменьшением отверстия ударного клапана по сравнению с сечением питательной трубы.

Таким образом отказ от использования высоких питательных напоров ни в какой мере нельзя оправдать соображениями о возможности развития опасных давлений в питательной трубе тарана. Это ошибочное положение дезориентирует конструкторов и играет тормозящую роль в деле создания мощных таранных установок.

Имеющиеся предложения о том, что при питательном напоре (большем 10 м) в момент открытия ударного клапана вакуум может достигнуть до предельного значения и возникающие при этом кавитационные явления могут разрушающе действовать на питательную трубу,

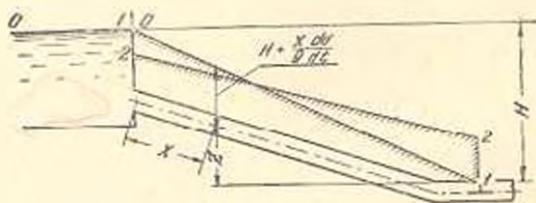


Рис. 1.

также лишены всякого основания. Пусть имеем таранную установку с длиной питательной трубы l (рис. 1). Напишем уравнение неустановившегося движения для сечений 0—0 и x — x на расстоянии x от питательного бассейна:

$$H + \frac{p_0}{\gamma} = z + \frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} + \frac{1}{g} \int_0^x \frac{\partial v}{\partial t} dx.$$

При жесткой цилиндрической трубе инерционный член представится в виде:

$$\frac{1}{g} \int \frac{dv}{dt} dx = \frac{1}{g} \frac{dv}{dt} \int dx = \frac{x}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

и уравнение примет вид:

$$z + \frac{p - p_0}{\gamma} = H - \frac{v^2}{2g} (1 + \zeta_s) - \frac{x}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad (2)$$

В момент открытия ударного клапана скорость движения в трубе будет $v = 0$, следовательно в этот момент будем иметь:

$$z + \frac{p - p_0}{\gamma} = H - \frac{x}{g} \frac{dv}{dt} \quad (3)$$

С целью определения $\frac{dv}{dt}$ найдем уравнение неустановившегося движения для сечений 0—0 и 1—1 на расстоянии l от питательного бассейна:

$$H + \frac{p_0}{\gamma} = \frac{p_0}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + \zeta_s \frac{v^2}{2g} + \frac{l}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

Для начального момента оно примет вид.

$$H = \frac{l}{g} \cdot \frac{dv}{dt}, \text{ откуда получим: } \frac{dv}{dt} = \frac{gH}{l}$$

Подставляя это значение в уравнение (3) получим:

$$z + \frac{p - p_0}{\gamma} = H \left(1 - \frac{x}{l} \right) \quad (4)$$

Этому уравнению соответствует пьезометрическая линия 1—1. Эта линия в последующих стадиях движения постепенно должна приближаться к пьезометрической линии установившегося состояния движения 2—2.

Очевидно, что в момент открытия ударного клапана в питательной трубе не может образоваться вакуум независимо от значения питательного напора.

К этому результату можно прийти, рассмотрев относительный покой жидкости в питательной трубе и в момент открытия ее, используя основное дифференциальное уравнение гидростатики.

В питательной трубе тарана, в каждом цикле работы его, когда после последней фазы нагнетания отрицательная волна возвращается от нагнетательного клапана, образуется вакуум, независимо от питательного напора; благодаря этому вакууму и открывается ударный клапан. В это время в трубе ясно слышно кавитационное шипение. Опыт показывает, однако, что питательная труба не страдает от кавитационных явлений. Кавитационные явления, вообще, могут иметь разрушающее действие при больших частотах возникновения и исчез-

повнения пузырьков, в таране же эта частота соответствует циклам его работы и представляется безвредной для него.

Следовательно кавитация не может служить помехой к использованию таранов для больших питательных напоров.

С гидравлической точки зрения ограничивающим фактором в отношении питательного напора может служить только нагнетательный напор. При нагнетательном напоре, не превышающем двукратной величины питательного напора, таран не может автоматически действовать, так как в фазе отражения отрицательной волны от нагнетательного клапана под ударным клапаном вакуум не образуется и клапан не открывается.

Если по местным условиям питательный напор больше половины нагнетательного напора, и имеется необходимость использования полной энергии водосточника, то надо прибегнуть к каскадному использованию энергии воды. В этом случае последовательно работающие тараны каскада присоединяются к одной общей нагнетательной трубе.

Другое обстоятельство, мешающее использованию больших питательных напоров, это чрезвычайное увеличение веса ударного клапана.

При увеличении питательного напора для устойчивой работы тарана необходимо в надлежащей мере увеличить вес ударного клапана. При недостаточном весе клапана таран действует неустойчиво, сбивается с такта и в конце концов останавливается. На выбор необходимого веса клапана влияют: длина питательной трубы, питательный напор и отношение площади выходного отверстия к сечению питательной трубы. Увеличение питательного напора, уменьшение длины питательной трубы и увеличение отношения сечения трубы к выходному отверстию приводят к увеличению веса клапана, и наоборот. Надлежащим выбором указанных элементов можно добиться любого веса клапана, обеспечивающего бесперебойную работу установки.

Однако мы не рекомендуем уменьшать вес клапана за счет этих элементов, т. е. уменьшения питательного напора, увеличения длины питательной трубы и уменьшения отношения сечения трубы к площади выходного отверстия, так как это приводит к уменьшению мощности установки. Наоборот, нами рекомендуется не опасаться увеличения веса ударного клапана, так как соответствующий подбор указанных элементов не только увеличит мощность установки, но и увеличит быстроходность работы тарана, что приведет к уменьшению пульсации и к уменьшению необходимого объема воздушного клапана.

В дальнейшем изложении мы подробнее рассмотрим влияние веса клапана на прочность конструкции тарана, здесь укажем лишь, что увеличение веса не может являться тормозящим фактором конструирования мощных таранов.

Таким образом для использования больших питательных напоров не имеется никаких принципиальных помех, наоборот, имеются все теоретические предпосылки для увеличения мощности таранной установки за счет использования больших питательных напоров.

Опыт проектирования и эксплуатации гидравлических таранов в Армянской ССР вполне оправдывает приведенные выше соображения [1].

Например, в селе Гидеваз Азизбековского района в 1954 г. сотрудниками кафедры Ереванского политехнического института была запроектирована и осуществлена таранная установка с характеристиками: питательный напор $H = 28,6$ м, нагнетательный напор $h = 124$ м, пропускная способность $Q = 7$ л/сек, производительность $q = 1$ л/сек. Тип тарана ЕрПИ—75. Таран был изготовлен механическими мастерскими института. Установка до сих пор бесперебойно обеспечивает питьевой водой деревню и производственные объекты колхоза.

Приведенный пример и ряд других установок, осуществленных нами [1], доказывают полную возможность использования больших питательных напоров.

§ 2. Вторым фактором увеличения мощности тарана является увеличение расхода воды, подводимой к тарану, т. е. увеличение пропускной способности. Увеличение пропускной способности одного тарана обусловлено увеличением диаметра тарана и его питательной трубе.

Конструирование таранов больших диаметров представляет серьезные затруднения, поэтому практика до сих пор шла по другому пути — использования таранных батарей: при той же производительности одного тарана увеличением числа их увеличивают производительность установки. При отсутствии мощных таранов этот путь был естественным. В СССР по настоящее время производилась 75 мм тараны ТГ—1, с пропускной способностью, не превышающей 7—8 л/сек. Следовательно проектирование установок значительной производительности этими таранами совершенно нецелесообразно. По данным, приведенным Д. И. Трёмбовельским [3] начато производство 100 мм тарана ТГ—2. Однако и этот таран не может решать вопроса создания мощных установок.

Для создания таранных установок для целей орошения необходимо освоить тараны диаметром по крайней мере 200—300 мм.

Существующее мнение о том, что при увеличении диаметра тарана ударные силы настолько быстро возрастают, что конструирование мощных таранов делается невозможным, является ошибочным. Ударные силы при увеличении диаметра тарана, действительно сильно возрастают, однако, как показывают исследования, напряжения от ударной силы на соударяющихся поверхностях не зависят от диаметра тарана. Для доказательства этого положения покажем прежде всего, что сила удара о воспринимающее седло не зависит от веса ударного клапана. Развивающаяся во время удара сила, как известно, зависит от кинетической энергии ударяющего тела и от деформации вследствие удара. Определим кинетическую энергию клапана в момент удара. В некоторый момент неустановившегося движения, в фазе разгона, сила давления жидкости на клапан становится больше его веса и клапан начинает подниматься. Во все время подъема клапана на не-

го действует возрастающая сила давления жидкости. Кинетическая энергия, приобретаемая клапаном, равняется работе этой силы по пути хода клапана, т. е. по пути пройденному клапаном с начала подъема до момента удара о седло, а именно $\int_0^h F(r) dr$, где $F(r)$ перемен-

ная сила давления, h —ход клапана. Таким образом, во всех случаях, независимо от веса клапана, он приобретает одну и ту же энергию. При малом весе клапан приобретает большую скорость и наоборот, но энергия в обоих случаях будет одной и той же $\int_0^h F(r) dr$. В про-

цессе подъема и удара клапан является передатчиком энергии $\int_0^h F(r) dr$ седлу в виде кинетической энергии $m \frac{v^2}{2}$. Определим величину кинетической энергии клапана в момент удара. Предположим,

что в начальный момент своего подъема клапан находится в положении A (рис. 2); пусть через некоторый промежуток времени t он займет положение B , на расстоянии r от начального положения, и за промежуток времени dt подымется еще на dr . Уменьшение выходного отверстия на dr вызовет соответствующее изменение скорости dv в питательной трубе, а следовательно и повышение давления в питательной трубе вследствие гидравлического удара.

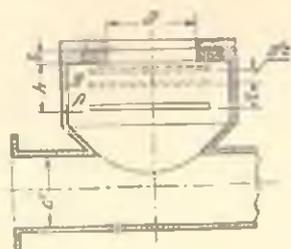


Рис. 2.

Имея ввиду, что процесс закрытия ударного клапана происходит очень быстро, можно полагать, что гидравлический удар будет прямым. В соответствии с этим, по формуле (1) повышение давления от перемещения клапана на dr будет:

$$\frac{dp}{\gamma} = \frac{cdv}{g} \quad (5)$$

Переменную скорость v в трубе определяем на основании следующих суждений. Когда открывается ударный клапан, то в трубе начинается неустановившееся движение, при котором скорость в функции от времени имеет вид:

$$v = v_c \frac{e^{\frac{t}{T}} - 1}{e^{\frac{t}{T}} + 1} \quad (6)$$

где v_c скорость установившегося движения в той же системе, t промежуток времени от момента открытия ударного клапана, а T некоторая характерная величина данной системы, имеющая размерность времени и определяемая соотношением

$$\tau = \frac{l}{v_r (1 + \zeta_r)} \quad (7)$$

в котором l — длина питательной трубы, ζ_r — суммарный коэффициент гидравлических сопротивлений питательной трубы и узла ударного клапана. В конце периода разгона, т. е. когда ударный клапан начинает подниматься, в питательной трубе будем иметь некоторую скорость v_p , определяемую по уравнению (6). Эта скорость в трубе развивается в течение всего периода разгона, имеющая продолжительность порядка одной секунды. Время же захлопывания ударного клапана имеет продолжительность порядка сотой доли секунды. Так как продление периода разгона на сотые доли секунды не приведет к заметному изменению скорости v в трубе, то с достаточной точностью можно полагать, что скорость истечения из отверстия ударного клапана за весь период подъема остается постоянной v_p^* , скорость же в питательной трубе уменьшится в силу уменьшения выходного отверстия. Уравнение неразрывности представится в виде:

$$\frac{\pi d^2}{4} v = \pi D (h - r) v_p,$$

где d — диаметр питательной трубы, D — диаметр выходного отверстия, а h — ход ударного клапана. Отсюда:

$$v = \frac{4D(h-r)}{d^2} v_p$$

и

$$dv = - \frac{4D}{d^3} v_p dr.$$

Дифференциал скорости dv подставим в выражение для повышения давления (5), тогда получим:

$$dp = 4\gamma \frac{v_p c}{g} \cdot \frac{D}{d^3} dr.$$

В начальный момент подъема ударного клапана, т. е. при $r = 0$, сила давления равна весу клапана $p_0 \omega = G$, где G — вес клапана и ω — площадь его сечения.

В соответствии с этими граничными условиями будем иметь:

$$\int_0^p dp = \frac{4\gamma D}{g} \cdot \frac{v_p c}{d^3} \int_0^h dr.$$

* Укажем, что в период захлопывания клапана скорость в выходном отверстии увеличится вследствие повышения давления, однако здесь при определении ударной силы этого изменения, в запас прочности, не будем учитывать.

откуда

$$p = \frac{G}{\omega} = \frac{4\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} r.$$

Подъемная сила клапана будет:

$$\left(p - \frac{G}{\omega}\right) \omega = \frac{4\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} \omega r.$$

Вычислим работу этой силы на перемещение h , т. е. определим кинетическую энергию, приобретаемую ударным клапаном в период подъема

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{4\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} \omega \int_0^h r dr,$$

откуда

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{2\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} \omega h^2. \quad (8)$$

Эта энергия во время удара о седло преобразуется в работу ударной силы на перемещение равное деформации сжатия седла:

$$\frac{2\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} \omega h^2 = \int_0^{\delta} f(r) dr,$$

где $f(r)$ переменная сила удара, δ деформация седла. Имея ввиду закон Гука получим:

$$\int_0^{\delta} f(r) dr = \frac{F\delta}{2}; \quad (9)$$

здесь F максимальная сила удара.

Таким образом будем иметь:

$$\frac{2\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} \omega h^2 = \frac{F\delta}{2},$$

т. е.

$$F = \frac{4\gamma D}{d^2} \cdot \frac{v_p c}{g} \cdot \frac{\omega h^2}{\delta}. \quad (10)$$

Сжимающее напряжение на седле будет:

$$\sigma = \frac{4\gamma D v_p c \omega h^2}{d^2 g \delta \omega_r}, \quad (11)$$

где ω_r площадь воспринимающая удар.

Исследуем выражение сжимающего напряжения в зависимости от изменения диаметра тарана.

Допустим, что имеем два геометрически подобных тарана с отношением линейных размеров соответствующих элементов равным α .

Полученное соотношение для определения напряжения (11) пусть относится к малому тарану. тогда при прочих условиях, т. е. одинаковых v_p и c , для большого тарана напряжения будут:

$$\sigma_1 = \frac{4 \gamma_2 D v_p c \alpha^2 m \alpha^2 h^2}{\alpha^2 d^2 g \delta_1 \alpha^2 \omega_c} \quad (12)$$

Из (11) и (12) получим

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2}$$

Определим отношение величины деформации седла большого тарана к деформации седла малого тарана. Имеем $\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{\sigma_2}{E}$, где Δ тол-

щина амортизатора седла малого тарана и $\frac{\Delta_2}{\Delta_1} = \frac{\sigma_2}{E}$, откуда $\frac{\alpha_2^2}{\alpha_1^2} =$

$$= \frac{\sigma_2}{\sigma_1} \text{ и следовательно } \frac{\sigma_2}{\sigma_1} = \frac{\alpha_1^2}{\alpha_2^2}, \text{ то есть } \sigma_1 = \sigma_2$$

Отсюда видно, что напряжения от силы удара для геометрически подобных таранов при одинаковых условиях работы установки не зависят от диаметра тарана. Следовательно с точки зрения развития разрушающих напряжений диаметр тарана при геометрически подобных конструкциях не играет никакой роли. Напряжения при ударе могут оказаться разрушающими по условиям работы установки, главным образом, от большого значения нагнетательного напора, так как в формуле (11), выражающей напряжения, фигурирует множитель $\frac{v_p c}{g}$, значение которого обуславливается нагнетательным напором.

Таким образом, вообще при конструировании таранов может ставиться вопрос об ограничении ударных напряжений лишь от увеличения нагнетательного напора. Уменьшения напряжения можно добиться увеличением площади седла, воспринимающего удар. Однако это не целесообразно, так как приводит к весьма нежелательному увеличению перекрышки клапана. Напряжения можно сильно уменьшить при искусственном увеличении деформации седла применением резиновых ударовоспринимающих колец. Этот способ уменьшения напряжений обеспечивает достаточную прочность металлических частей тарана, но само резиновое кольцо при небольшой перекрышке быстро выходит из строя и требует частой смены, создавая таким образом хлопоты по эксплуатации тарана. С целью уменьшения перекрышки при работе под большими напорами, кафедрой гидравлики Ереванского политехнического института разработаны новые конструкции клапанов, которые вполне оправдывают себя при работе под напорами выше 100 метров. Не останавливаясь на конструкциях этих клапанов, укажем лишь, что клапаны диаметров до 150 мм уже освоены, а до 250 мм находятся в стадии освоения. При некотором, уже освоенном калибре тарана, естественно опять возникнет вопрос об использовании

нескольких параллельно работающих таранов для увеличения мощности установки. До сих пор существовало мнение, что в таранных батареях каждый таран должен иметь свою отдельную питательную трубу, а нагнетательная труба может быть общей. Вся практика осуществленных таранных батарей шла по этому пути. Во время внедрения гидравлических таранов в сельское хозяйство, Ереванский политехнический институт тоже пошел по этому пути. Дальнейшие наши теоретические соображения и поставленные эксперименты показали, что эти положения не имеют никакого основания. Мнение о том, что при общей питательной трубе ударные клапаны будут мешать друг другу и система будет сбиваться с такта и остановится, была основана на неправильном представлении о распространении ударной волны.

Когда отрицательная волна возвращается от нагнетательного клапана и под ударным клапаном образуется вакуум, то при симметричном соединении нескольких таранов к одной питательной трубе все ударные клапаны одновременно окажутся в одинаковом положении, в смысле действующего на них давления, и одновременно будут открываться. В условиях неполной симметричности при запаздании ударной волны до какого-либо клапана, этот клапан откроется практически одновременно с другими клапанами, так как запаздание по сравнению с периодом разгона представляется малой величиной и не может играть практической роли.

Таким образом, во время открытия, все ударные клапаны, входящие в батарею, питающуюся от общей питательной трубы, будут открываться одновременно (синхронно).

Рассмотрим процесс закрытия клапанов. Предположим, что в период разгона один клапан начинает закрываться раньше других. Закрытие этого клапана приведет к повышению давления в трубе, следовательно и к ускорению закрытия других клапанов; при полном закрытии какого-либо клапана другой клапан не может остаться открытым, если клапаны исправные. Следовательно при закрытии клапанов они не только не будут мешать друг другу, но и будут способствовать синхронной работе.

При параллельной работе нескольких таранов, соединенных к общей питательной трубе даже нет необходимости в одинаковости веса и хода ударных или нагнетательных клапанов.

В лаборатории гидравлики Ереванского политехнического института был поставлен опыт по работе трех различных таранов, соединенных к одной питательной трубе. Опыт показал, что не было никаких факторов, сбивающих тараны с такта; они синхронно работали при любом ходе клапанов.

При работе с одной питательной трубой вес и ход клапанов имеют значение для производительности, а также для коэффициента полезного действия установки, и поэтому они подлежат регулированию; для синхронности же работы они никакого значения не имеют.

При таранных батареях не только нет необходимости в отдельных питательных трубах, но и нет необходимости в установке нескольких отдельных таранов. Достаточно на одной питательной трубе установить несколько ударных клапанов и трубу подвести к одному нагнетательному клапану с одним воздушным колпаком.

Такое объединение намного целесообразнее, чем параллельное соединение нескольких таранов к одной питательной трубе, так как при этом сокращается число нагнетательных клапанов и воздушных колпаков. Сокращение числа колпаков и нагнетательных клапанов приводит к увеличению их размеров. Изготовление одного воздушного колпака некоторого объема безусловно легче, чем изготовление нескольких колпаков с тем же общим объемом. Нагнетательный клапан некоторого диаметра может обслуживать 2–3 ударных клапана того же диаметра. Следовательно, при уже некотором освоении диаметре клапана такая комбинация и технически и экономически представляется весьма выгодной. Такие тараны с несколькими ударными клапанами работают бесперебойно, независимо от весов и ходов клапанов.

Многоклапанные тараны являются весьма эффективным средством увеличения мощности установок. Работа многоклапанных таранов указывает на возможность пуска тарана с большим ударным клапаном через маленький ударный клапан (пусковой клапан), установленный на той же трубе.

На опытной установке в лаборатории гидравлики Ереванского политехнического института на 150 мм таране вместе с совершенно закрытым чашечным ударным клапаном был установлен маленький тарельчатый пусковой клапан. Таран приводился в действие через этот пусковой клапан, открытие которого требовало ничтожной силы. Таран приводился в действие даже при самых ничтожных ходах пускового клапана.

По работе многоклапанных таранов кроме лабораторных исследований институтом поставлены и производственные испытания.

В селе Сараландж Аштаракского района в июне 1956 г. был пущен в ход таран с тремя ударными клапанами на одной питательной трубе и с одним нагнетательным клапаном. Диаметр питательной трубы 150 мм, диаметр отверстия ударных клапанов 100 мм, диаметр отверстия нагнетательного клапана 75 мм, питательный напор 10,5 м, при нагнетательном напоре больше 100 м установка обеспечивает производительность 1,2 л/сек. В продолжение 5 месячной работы не замечался ни одного факта саморазвольной остановки тарана из-за такта работы. На Джрвежской установке, на одной питательной трубе установлены два ударных клапана диаметрами выходных отверстий 200 и 175 мм. При различных весах и ходах клапанов таран действует с четкими тактами.

Эта установка на высоту 40 м подает 20 л/сек воды. В результате лабораторных и производственных испытаний многоклапанных таранов можно прийти к заключению, что создание мощных та-

раинных установок в настоящее время вполне возможно даже с уже освоеными клапанами диаметров до 150—200 мм.

Многоклапанные тараны, по сравнению с таранами с одним большим клапаном, имеют то преимущество, что при малых клапанах пропорционально диаметру уменьшается также его ход. Чем меньше ход клапана, тем быстрее происходит процесс закрытия, и это обстоятельство способствует повышению кпд тарана. Недостаток многоклапанных таранов заключается лишь в увеличении числа движущихся (изнашивающихся) частей, требующих периодического ремонта.

Произведенные нами исследования доказывают возможность создания таранных установок мощностью, намного превышающей мощность имеющихся установок и успешного применения их для целей орошения

Ереванский политехнический институт
им. К. Маркса

Поступило 1 XII 1956.

Վ. Մ. ՕՎՍԵՊՅԱՆ

ՀԶՈՐ ԷԻՊՐՈՏԱՐԱՆՆԵՐԻ ԿՈՆՍՏՐՈՒԿՑԻԱՆԵՐԻ ՄՇԱԿՄԱՆ
ՀԱՐՑԻ ՄԱՍԻՆ

Ա մ փ ո փ ու մ

Հոգիածում տրվում են հիդրավլիկական տարանների և հիդրոտարանային կալանների հզորության դրա ազդող գործոնները և բննարկվում է նրանց սահմանային արժեքների հարցը:

Հիմնավորվում է, որ տարանային կալանի սնման բարձրությունը, եթե տեղական պլամանները թույլ են տալիս, կարելի է ցանկացած չափով մեծացնել: Յուրյ է տրվում, որ գրականության մեջ մինչև այժմ եղած պնդումներն այն մասին, թե սնման բարձրությունը դանազան պատճառներով սահմանափակվում է, չունեն ոչ մի տեսական հիմնավորում:

Ապացուցվում է, որ երկրաչափորեն նման տարանների մեջ, աշխատանքային սեծիմի միևնույն պլամաններում, հարյածն ընկալող մակերևույթների դրա սեղմող լարումները միևնույնն են և, հետևաբար, կարելի է իրականացնել մեծ չափերի տարաններ:

Հոգիածում ստաջ քաշված դրույթների լրացուցիչ հիմնավորման համար բերվում են մեծ ճնշման և հզոր տարանային կալանների արտադրական փորձի մի շարք օրինակներ, որոնք իրականացվել են Հայկական ՍՍՏ գանադան շրջաններում Երևանի պոլիտեխնիկական ինստիտուտի հիդրավլիկայի սմբիոնի նախագծերով:

ЛИТЕРАТУРА

1. Овсепян В. М. Гидравлический таран (на армянском языке), Ереван, 1955.
2. Чистопольский С. Д. Гидравлические тараны, М., 1935.
3. Трембовельский Д. И. Гидравлические тараны для простых водопроводов, М., 1956.