

Э.П. АЩИЯНЦ

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРИОДА НАГНЕТАНИЯ ГИДРОТАРАНА

Разработана усовершенствованная методика расчета объема воды, нагнетаемой гидротараном в течение одного периода.

Ключевые слова: гидротаран, гидравлический удар, ударный период, рабочий период нагнетания.

Гидравлический таран является водоподъемным устройством, работа которого обусловлена гидравлическим ударом. Простота конструкции и автоматическая работа позволяют использовать это устройство в системах водоснабжения и орошения. Основным недостатком гидротаранов является их низкая производительность, что ограничивает их широкое использование. Поэтому в настоящее время основное внимание исследователей сосредоточено на выявлении путей повышения их производительности.

При работе гидротарана в его напорных водоводах возникают сложные нестационарные процессы [1-3 и др.]. В [1, 2] при определении продолжительности периода нагнетания гидротарана в расчетных зависимостях не учитывается влияние на нестационарный процесс давления, необходимого для открытия нагнетательного клапана, гидравлических сопротивлений и др. факторов.

Целью настоящей работы является детальное исследование периода нагнетания гидротарана и усовершенствование методики расчета.

Гидравлический таран состоит из водоисточника 1, питательного трубопровода 2, рабочей коробки 3 с двумя клапанами 4 и 5, водовоздушного колпака 6, нагнетательного трубопровода 7 и приемного резервуара 8 (рис.1).

Устройство работает следующим образом. При открытии ударного клапана 4 жидкость из водоисточника 1 начинает поступать в питательный трубопровод 2 под напором H_1 . При этом расход жидкости Q_1 затрачивается на создание скорости течения жидкости в питательном трубопроводе, которая удаляется через отверстие ударного клапана 4. По мере увеличения скорости течения увеличивается сила воздействия жидкости на тарель ударного клапана 4, в результате чего последний начинает закрываться. Продолжительность времени от открытия до закрытия ударного клапана называется периодом разгона. На продолжительность периода разгона, в основном, влияет настройка работы ударного клапана 4. С целью повышения производительности гидротарана следует стремиться к созданию в питательном трубопроводе максимально возможной скорости течения жидкости.

При закрытии ударного клапана в питательном трубопроводе 2 возникает гидравлический удар, сопровождающийся значительным повышением давления в конце питательного трубопровода 2. Этот период работы гидротарана называется ударным периодом. Следует отметить, что при закрытии ударного клапана возникает давление, значительно превышающее давление, необходимое для открытия нагнетательного клапана 5. Такое непроизводительное повышение давления уменьшает производительность гидротарана.

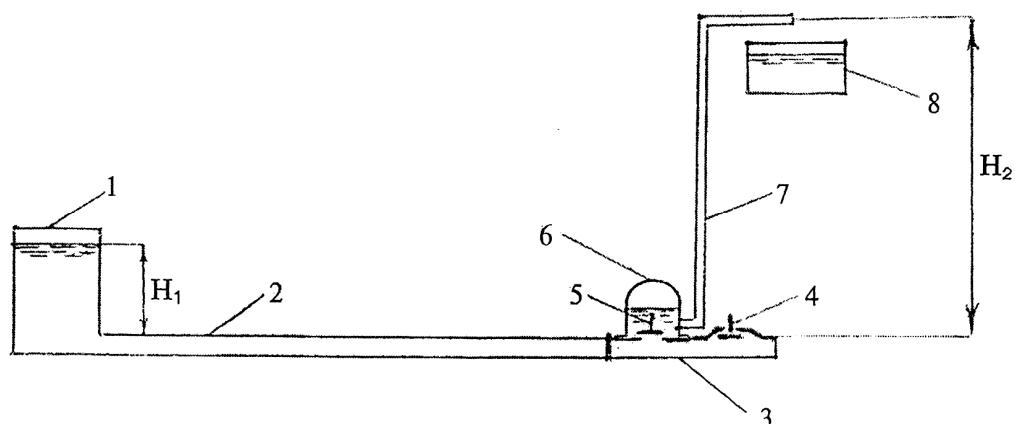


Рис.1. Схема гидротаранной установки: 1- водоисточник, 2 – питательный трубопровод, 3 – рабочая коробка, 4 – ударный клапан, 5 – нагнетательный клапан, 6 – водовоздушный колпак, 7 – нагнетательный трубопровод, 8 – приемный резервуар

Напор H_{OT} , который необходим для открытия нагнетательного клапана, в свою очередь, может значительно превышать напор H_d , необходимый для нагнетания жидкости в водовоздушный колпак 6.

В [4] рекомендуется способ, уменьшающий непроизводительное повышение давления в конце питательного трубопровода при закрытии ударного клапана.

При открытии нагнетательного клапана 5 часть жидкости из питательного трубопровода 2 поступает в водовоздушный колпак 6. В результате в начальный момент открытия нагнетательного клапана 5 давление в конце питательного трубопровода уменьшается до значения, меньшего H_d (рис.2), а затем быстро восстанавливается до значения H_d . Как только в конце питательного трубопровода 2 устанавливается постоянный напор H_d , который незначительно больше высоты нагнетания H_2 , начинается рабочий период нагнетания гидротарана. От продолжительности этого периода зависит производительность гидротарана.

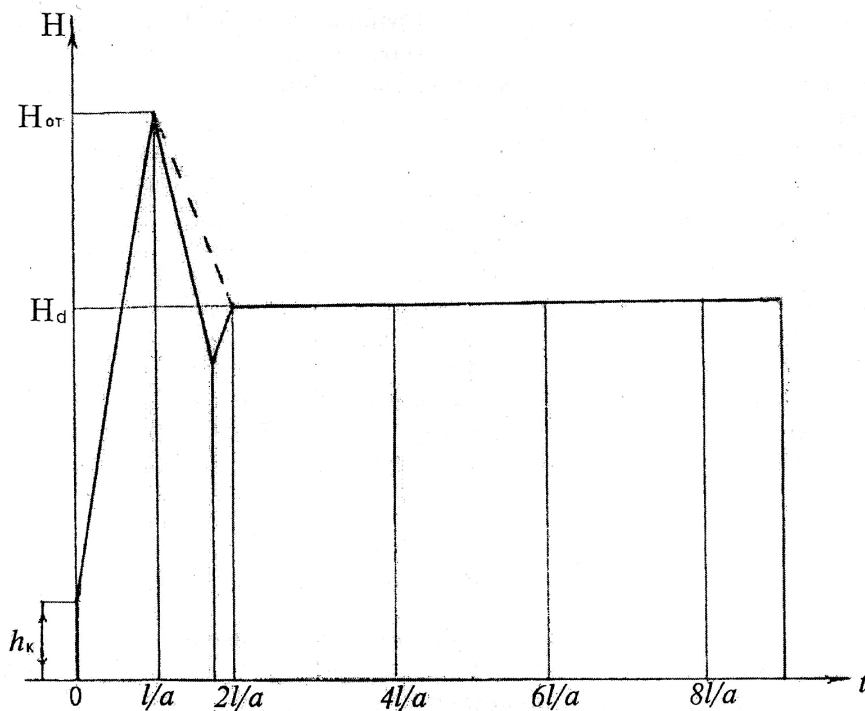


Рис.2. Расчетная диаграмма изменения напора в конце питательного трубопровода

Рассмотрим сначала ударный период работы гидротарана ($0 < t < 2l/a$, рис.2), где l – длина питательного трубопровода, a – скорость распространения волны гидравлического удара. Экспериментальные данные [1] показывают, что время закрытия ударного клапана T_z составляет примерно $0,01...0,02$ с. Для того чтобы в питательном трубопроводе при закрытии ударного клапана возник прямой гидравлический удар, необходимо, чтобы $T_z < 2l/a$.

Из литературных данных [1,2] следует, что оптимальной длиной питательного трубопровода можно считать величину 20 м.

Значение скорости “ a ” зависит от диаметра и толщины стенок трубопровода. Для труб диаметром 75...200 мм среднее значение $a=1150$ м/с. При таких параметрах питательного трубопровода отношение $l/a=0,017$ с и приблизительно равно времени закрытия ударного клапана T_z .

При определении начальных условий для напора в питательном трубопроводе необходимо, чтобы перед началом закрытия ударного клапана напор в конце питательного трубопровода ($x=l$) был равен $\xi_{y.k.} = \bar{\xi}_{y.k.} \frac{V_c^2}{2g}$, где $\xi_{y.k.}$ – коэффициент гидравлического сопротивления ударного клапана, V_c – скорость

течения жидкости в питательном трубопроводе в момент начала закрытия ударного клапана.

Если не учитывать потери напора при входе в питательный трубопровод ввиду их незначительности, то до гидравлического удара распределение напора в трубопроводе будет иметь вид

$$H(0,t) = H_1 - x(H_1 - h_K)/l. \quad (1)$$

Предполагается также, что при $t = 0$ $\frac{\partial H}{\partial t} = 0$.

Что касается граничных условий в питательном трубопроводе при нестационарном процессе, то отметим, что в начале питательного трубопровода ($x = 0$) все время сохраняется постоянный напор $H(0,t) = H_1$.

На рис. 2 показана расчетная диаграмма изменения напора в конце питательного трубопровода в течение периода нагнетания, которая используется в качестве второго граничного условия ($x = l$).

Для определения изменения напора и скорости в питательном трубопроводе при гидравлическом ударе используется система дифференциальных уравнений вида

$$\begin{cases} -\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{1}{g} \frac{\partial V}{\partial t}, \\ -\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x}, \end{cases} \quad (2)$$

где $H(x,t)$ - напор в трубопроводе; $V(x,t)$ - средняя скорость течения жидкости; x - координата оси трубопровода; t - текущее время; g - ускорение силы тяжести.

Из системы (2) получаем волновое уравнение вида

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} = a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2}, \quad (3)$$

которое интегрируется методом Фурье при следующих начальных и граничных условиях:

- для промежутка времени $0 < t \leq 2l/a$:

$$\begin{cases} H(0,t) = H_1 - x(H_1 - h_K)/l, & \partial H / \partial t = 0, \\ H(0,t) = H_1, & H(l,t) = h_K + (H_{OT} - h_K)t/T_3, \end{cases} \quad (4)$$

где $T_3 = l/a$.

В результате интегрирования получаем следующую зависимость для напора:

$$H(x, t) = H_1 + \frac{x}{l} [h_K + (H_{OT} - h_K)t / T_3 - H_1] + \frac{2(H_{OT} - h_K)l}{\pi^2 a T_3} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos n\pi}{n^2} \sin \frac{n\pi at}{l} \cdot \sin \frac{n\pi x}{l} \quad (5)$$

Имея зависимость для напора и используя систему уравнений (2), определяем соответствующее изменение скорости течения жидкости в питательном трубопроводе:

$$V(x, t) = V_c - \frac{g(H_{OT} - h_K)x^2}{2a^2 T_3 l} + \frac{2g(H_{OT} - h_K)l}{\pi^2 a T_3} \times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos n\pi}{n^2} \cos \frac{n\pi at}{l} (\cos \frac{n\pi x}{l} - 1). \quad (6)$$

Для определения изменения напора в промежутке времени $T_3 < t < 2l/a$ из зависимости (5) при $t = T_3$ определяем новые начальные условия, а граничные условия для напора имеют вид

$$H(0, t) = H_1, \quad H(l, t) = H_{OT} - (H_{OT} - H_d)t / T_{OT}, \quad (7)$$

где $T_{OT} = l/a$.

Поступая так же, как и в предыдущем случае, получаем новые зависимости для напора и скорости:

$$H(x, t) = H_1 + \frac{x}{l} [H_{OT} - (H_{OT} - H_d)t / T_{OT} - H_1] + \frac{2l}{g\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(H_{OT} - h_K)}{T_3} (1 - \cos n\pi) - \frac{(H_{OT} - H_d)}{T_{OT}} \cos n\pi \right] \times \frac{1}{n^2} \sin \frac{n\pi at}{l} \cdot \sin \frac{n\pi x}{l}, \quad (8)$$

$$V(x, t) = V_c - \frac{g(H_{OT} - h_K)t}{aT_3} + \frac{g(H_{OT} - H_d)x^2}{2a^2 T_{OT} l} + \frac{g}{a} \sum_{n=1}^{\infty} \left[\frac{(H_{OT} - h_K)}{T_3} (1 - \cos n\pi) - \frac{(H_{OT} - H_d)}{T_{OT}} \cos n\pi \right] \times \frac{1}{n^2} \cos \frac{n\pi at}{l} (\cos \frac{n\pi x}{l} - 1), \quad (9)$$

где $T_{OT} = l/a$.

При $t > 2l/a$ в конце питательного трубопровода (рис. 2) устанавливается постоянный напор H_d . Этот период работы гидротарана называется рабочим периодом нагнетания.

Изменение напора и скорости в течение этого периода определяем с учетом влияния гидравлических сопротивлений. Для этого используем систему уравнений гидравлического удара, предложенную И.А. Чарным [5]:

$$\begin{cases} -\frac{\partial H}{\partial x} = \frac{1}{g} \left(\frac{\partial V}{\partial t} + 2mV \right), \\ -\frac{\partial H}{\partial t} = \frac{a^2}{g} \frac{\partial V}{\partial x}, \end{cases} \quad (10)$$

из которой получаем дифференциальное уравнение для напора вида

$$\frac{\partial^2 H}{\partial t^2} + 2m \frac{\partial H}{\partial t} = a^2 \frac{\partial^2 H}{\partial x^2}, \quad (11)$$

где $m = \frac{\lambda_0 V_1}{4D}$, λ_0 – коэффициент гидравлических сопротивлений при стационарном режиме движения; D – диаметр питательного трубопровода; V_1 – скорость течения жидкости в конце питательного трубопровода, которая определяется из (9) при $t = l/a$:

$$V_1 = V_c - \frac{g}{2a} (H_d - h_K). \quad (12)$$

Для интегрирования уравнения (11) начальные условия определяем из (8) при $t = l/a$, а граничные условия имеют вид

$$H(0, t) = H_1, \quad H(l, t) = H_d. \quad (13)$$

В результате интегрирования получена следующая зависимость для напора:

$$\begin{aligned} H(x, t) = H_1 + \frac{x}{l} (H_d - H_1) - \\ - \left[\frac{(H_{OT} - h_K)}{T_3} + \frac{(H_{OT} - H_d)}{T_{OT}} \right] \frac{4e^{-mt}}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{kq_k} \sin q_k \sin \frac{n\pi x}{l}. \end{aligned} \quad (14)$$

Соответствующая зависимость для скорости имеет вид

$$\begin{aligned} V(x, t) = V \cdot e^{-2mt} - \frac{g(H_d - H_1)(1 - e^{-2mt})}{2ml} - \\ - \frac{4Ue^{-mt}}{\pi^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{(2k-1)^2} \cos q_k t \cos \frac{(2k-1)\pi x}{l}, \end{aligned} \quad (15)$$

$$\text{где } U = \frac{g[2H_{OT} - (H_d + h_K)]}{a}, \quad q_k = \sqrt{\left[\frac{(2k-1)\pi a}{l} \right]^2 - m^2}.$$

При $x = l$ зависимость (15) принимает вид

$$V(l, t) = V \cdot e^{-2mt} - \frac{g(H_d - H_1)(1 - e^{-2mt})}{2ml} + \frac{4Ue^{-mt}}{\pi^2} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{(2k-1)^2} \cos \frac{(2k-1)\pi at}{l}. \quad (16)$$

Приравнявая уравнение (16) к нулю, определяем продолжительность рабочего периода нагнетания. В первом приближении продолжительность этого периода определяется по формуле

$$T_H^1 = \frac{(V_1 - U/2)l}{g(H_d - H_1)}. \quad (17)$$

Путь, проходимый колонной жидкости в конце питательного трубопровода, после открытия нагнетательного клапана определяется с помощью зависимости

$$S(l, t) = V_1 \frac{(1 - e^{-2mt})}{2m} + \frac{g(H_d - H_1)}{l} \left[\frac{1 - e^{-2mt} - 2mt}{4m^2} \right] + \frac{4Ue^{-mt}}{a \pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{1}{(2k-1)^3} \sin \frac{(2k-1)\pi at}{l}. \quad (18)$$

Подставляя в (18) вместо t значение T_H , определенное из (16), вычисляем путь, пройденный колонной жидкости в процессе рабочего периода нагнетания.

Объем жидкости, нагнетаемой в водовоздушный колпак, равен

$$W_H = S(l, T_H) \cdot A, \quad (19)$$

где A – площадь поперечного сечения питательного трубопровода.

Заметим, что после того, как определено значение V_1 , при неучете влияния гидравлических сопротивлений объем жидкости, нагнетаемой в водовоздушный клапан, можно определить, приравнявая кинетическую энергию колонны жидкости в питательном трубопроводе к потенциальной энергии нагнетания. При этом имеет место равенство

$$\frac{m_T V_1^2}{2} = m_H g(H_d - H_1), \quad (20)$$

где m_T – масса жидкости в питательном трубопроводе, $m_T = W_T \rho$; W_T – объем жидкости в питательном трубопроводе; ρ – плотность жидкости,

$$m_H = W_H \rho.$$

Подставляя значения m_T и m_H в (20), получим

$$W_H = \frac{W_T V_1^2}{2g(H_d - H_1)}. \quad (21)$$

Как видно из (21), объем жидкости, нагнетаемой гидротараном, пропорционален массе жидкости в питательном трубопроводе и квадрату скорости течения жидкости в нем.

Увеличение массы жидкости в питательном трубопроводе диктуется конструктивной и экономической целесообразностью. Что касается скорости течения жидкости V_t , то она во всех случаях должна быть больше единицы. Поэтому при заданном расходе диаметр питательного трубопровода необходимо выбрать таким образом, чтобы это условие выполнялось.

Приведем численный пример. Предположим, гидротаранная установка имеет следующие численные значения параметров: $H_1 = 3 \text{ м}$, $H_2 = 3 \text{ м}$, $H_d = 13 \text{ м}$, $H_{OT} = 18 \text{ м}$, $l = 20 \text{ м}$, $D_T = 0.2 \text{ м}$, $a = 1200 \text{ м/с}$, $\xi = 7$, $V_c = 2 \text{ м/с}$, $\lambda_0 = 0,025$.

Подставляя численные значения, получим

$$\text{Значение } h_K = \xi_{y.k.} \frac{V_c^2}{2g}, \quad h_K = \frac{7 \cdot 2^2}{2 \cdot 9,81} = 1,425 \text{ м}.$$

Значение V_1 определяем по формуле (12):

$$V_1 = 2 - \frac{9,81(18 - 1,425)}{2 \cdot 1200} = 1,932 \text{ м/с},$$

$$m = \frac{\lambda_0 V_1}{4D}, \quad m = \frac{0,025 \cdot 1,932}{4 \cdot 0,2} = 0,06 \text{ м/с},$$

$$U = \frac{g[2H_{OT} - (H_d + h_K)]}{a}, \quad U = \frac{9,81[2 \cdot 18 - (13 + 1,425)]}{1200} = 0,177 \text{ м/с}.$$

Значение T_H^1 определяем по формуле (17):

$$T_H^1 = \frac{(1,932 - 0,0883) \cdot 20}{9,81(13 - 3)} = 0,376 \text{ с}.$$

При указанном значении T_H : $V(l, T_H^1) = 0$.

Подставляя $T_H = 0,376 \text{ с}$ в уравнение (18), получим

$$S(l, T_H) = 0,357 \text{ м}.$$

Объем воды, нагнетаемой гидротараном за один рабочий период, равен

$$W_H = S(l, T_H) \cdot A, \quad W_H = 0,375 \cdot 0,785 \cdot 0,2^2 = 0,0118 \text{ м}^3.$$

Расчеты показывают, что гидравлические сопротивления уменьшают производительность гидротарана. Однако, так как продолжительность периода нагнетания незначительна, то их влияние на уменьшение объема нагнетаемой жидкости незначительно.

Исходя из вышеизложенного, можно сделать следующие выводы:

1. Получены аналитические зависимости, определяющие изменение давления и скорости в питательном трубопроводе при ударном и рабочем периодах нагнетания.
2. Рекомендуются простая формула (21), определяющая объем жидкости, нагнетаемой гидротараном за один период.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Чистопольский С. Д.** Гидравлические тараны. –М.-Л., 1936. – 151 с.
2. **Овсебян В.М.** Гидравлический таран и таранные установки – М.: Машиностроение, 1968. – 124с.
Саруханян А.А. Гидравлические исследования гидротаранных машин и турбонасоса с целью их использования для наполнения мягких гидротехнических сооружений: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Ереван, 1981. – 22 с.
3. **Աշիյանց Է.Պ.** Հիդրավլիկական բաբան. Հայաստանի Հանրապետության արտոնագիր. N 1644-A2, MAD 7F04F07/02, 2005:
4. **Чарный И.А.** Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах.-М.: Недра, 1975. – 296с.

ЗАО “Институт водных проблем и гидротехники им. академика И.В. Егиязарова”.
Материал поступил в редакцию 14.05.2007.

Է.Պ. ԱՇԻՅԱՆՑ

ՀԻԴՐԱՎԼԻԿԱԿԱՆ ԲԱԲԱՆԻ ՆԵՐՄՈՄԱՆ ԺԱՄԱՆԱԿԱՄԻՋՈՑԻ ՀԵՏԱԶՈՏՈՒՄԸ

Մշակված է կատարելագործված վերլուծական մեթոդ՝ հիդրոբաբանի մեկ ներմղման ժամանակամիջոցում ներմղող ջրի ծավալը որոշելու համար:

Առանցքային բառեր. հիդրավլիկական բաբան, հիդրավլիկական հարված, ներմղման շրջան, բանվորական ներմղման շրջան:

ED. P. ASHCHYANTS

THE HYDROTARAN PERIOD OF FORCING INVESTIGATION

An advanced technique for calculating water volume forced by hydrotaran during one period of forcing is developed.

Keywords: hydrotaran, water-hammer, period of forcing.