

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

СЕРИЯ А

№ 223

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО
САНИТАРНОЙ ТЕХНИКЕ
II

ТАЛЛИН 1965

Er.6.7

УДК 532.501

СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО
САНИТАРНОЙ ТЕХНИКЕ
II

ТАЛЛИН 1965

ESTONIAN POLYTECHNIC INSTITUTE
TEHNILISE TOHTEKOHKOOLI KALIFAARU

1988

№ 222

LEHT 7

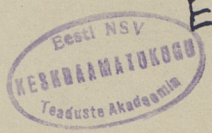
VIK 2000

GEOPHYSICAL

II

GAINTAPHON TEXHNKE

II



Ep.7078

УДК 532.501.32.001.5

А. М. Айтсам, Л. Л. Пааль, У. Р. Лийв

РАСЧЕТ НЕУСТАНОВИВШЕГОСЯ НАПОРНОГО ДВИЖЕНИЯ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ В ЖЕСТКИХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ТРУБОПРОВОДАХ

При проектировании гидравлических систем часто приходится сталкиваться с неустановившимся движением жидкости в трубопроводах. При сравнительно медленных изменениях открытий регулирующих органов гидравлических систем можно при расчете неустановившегося движения жидкости отказаться от сжимаемости жидкости и стен трубопровода.

Как известно [1], для расчета неустановившегося напорного движения несжимаемой жидкости в жестких цилиндрических трубопроводах применяется уравнение Бернулли, с учетом локальных сил инерции жидкости:

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_p + h_i, \quad (1)$$

где z_1 и z_2 — превышение над плоскостью сравнения точек первого и второго сечения трубопровода;

$\frac{p_1}{\gamma}$ и $\frac{p_2}{\gamma}$ — пьезометрическая высота для этих точек;

V_1 и V_2 — средние скорости течения жидкости в первом и втором сечении трубопровода;

α_1 и α_2 — коррективы кинетической энергии;

h_p — потери напора по длине трубопровода;

h_i — инерционный напор, который определяется зависимостью.

$$h_i = \frac{\alpha_0}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial V}{\partial t} ds, \quad (2)$$

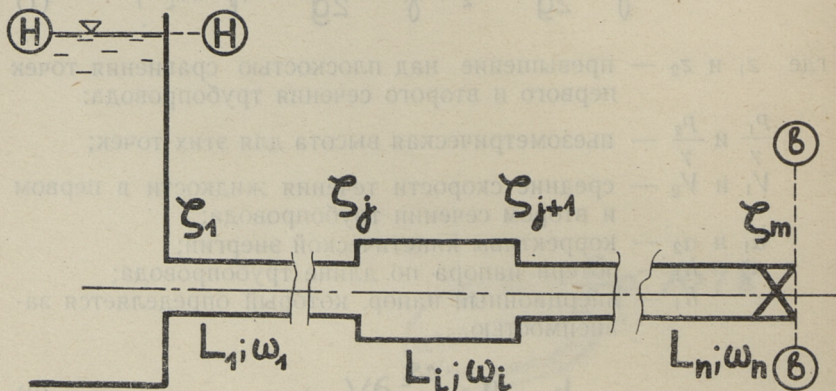
где: α_0 — корректив количества движения;
 s — координата, измеряемая вдоль оси трубы.

«Уравнением Бернулли», как пишет Р. Р. Чугаев [1], «с учетом локальной силы инерции можно пользоваться лишь тогда, когда на всем протяжении потока движение является плавно изменяющимся». В уравнение входит только потеря напора по длине. Практически уравнение Бернулли с учетом локальной силы инерции можно применять и к трубопроводам, по длине которых встречаются местные потери, но в ограниченном количестве. В этом случае поступают следующим образом:

- а) при подсчете члена h_i пренебрегают локальной силой инерции, свойственной узлам, где возникают местные потери;
- б) в уравнении Бернулли вместо члена h_i входит полная потеря напора h_i .

Несмотря на то, что в учебниках по гидравлике приводится и объясняется уравнение Бернулли с учетом локальной силой инерции, методика его применения не излагается. Из литературы известны лишь решения проф. А. А. Сабанеева для некоторых задач неустановившегося движения жидкости [2]. Все решения проф. А. А. Сабанеева приводятся для мгновенного открытия задвижки на трубопроводе. Однако известно, что при мгновенном открытии задвижек на трубопроводе возникают в системе добавочные силы упругости, не учитываемые в уравнении Бернулли.

Попытаемся изложить методику применения уравнений Бернулли с учетом локальных сил инерции для решений задач неустановившегося движения несжимаемой жидкости при медленном изменении открытия регулирующего органа жестких, последовательно соединенных трубопроводных систем.



Фиг. 1

Как и при установившемся движении, определяем в первую очередь расход жидкости. Для этого напишем уравнение Бернулли для двух сечений: поверхность жидкости в начальном резервуаре — сечение $H-H$, и выходное сечение трубопровода, сечение $в-в$ (фиг. 1):

$$z_H + \frac{p_H}{\rho} + \frac{\alpha_H V_H^2}{2g} = z_B + \frac{p_B}{\rho} + \frac{\alpha_B V_B^2}{2g} + h_f + h_i.$$

Обозначая известные параметры первого и второго сечения через H

$$H = z_H - z_B + \frac{p_H}{\rho} - \frac{p_B}{\rho}$$

и принимая в первом приближении в первом сечении $V_H = 0$, то уравнение Бернулли приобретает вид

$$H = \frac{\alpha_B V_B^2}{2g} + h_f + h_i. \quad (3)$$

Потери напора в трубопроводе равны

$$\begin{aligned} h_f &= \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \frac{V_i^2}{2g} + \sum_{j=1}^m \zeta_j \frac{V_i^2}{2g} = \\ &= \left[\sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_B}{\omega_i}\right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_j \left(\frac{\omega_B}{\omega_i}\right)^2 \right] \frac{V_B^2}{2g}, \end{aligned} \quad (4)$$

где i и j порядковые номера отдельных труб и местных сопротивлений.

Обозначая через ζ_c коэффициент сопротивления системы, можем записать зависимость (4) для потерь напора в виде

$$h_f = \zeta_c \frac{V_B^2}{2g}, \quad (5)$$

где

$$\zeta_c = \sum_{i=1}^n \lambda_i \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_B}{\omega_i}\right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_j \left(\frac{\omega_B}{\omega_i}\right)^2. \quad (6)$$

Учитывая, что вдоль трубопровода $Q = \text{const}$ и для каждой трубы длиной L_i $\omega_i = \text{const}$, можем записать зависимость для локального инерционного напора

$$h_i = \frac{\alpha_o}{g} \frac{dQ}{dt} \int_0^{L_i} \frac{ds}{\omega} = \frac{\alpha_o C}{g} \frac{dQ}{dt} , \quad (7)$$

где C по Сабанееву «интерционная емкость системы»

$$C = \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{\omega_i} . \quad (8)$$

Имея в виду уравнения (5) и (7), уравнение (3) можно переписать как

$$H = (1 + \zeta_c) \frac{Q^2}{2g\omega_b^2} + \frac{\alpha_o C}{g} \frac{dQ}{dt} , \quad (9)$$

или после преобразования получим

$$\frac{\alpha_o C}{gH} \frac{dQ}{dt} + (1 + \zeta_c) \frac{1}{2gH\omega_b^2} Q^2 - 1 = 0 . \quad (10)$$

При установившемся режиме истечение при постоянном напоре

$$\frac{1 + \zeta_{co}}{2gH\omega_b^2} Q_o^2 = 1 , \quad (11)$$

где ζ_{co} — коэффициент сопротивления системы при установившемся режиме истечения;

Q_o — расход жидкости при установившемся режиме истечения.

Заменяя во втором члене $2gH\omega_b^2$ через соответствующие члены по уравнению (11), имеем

$$\frac{\alpha_o C}{gH} \frac{dQ}{dt} + \frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}} \frac{Q^2}{Q_o^2} - 1 = 0 . \quad (12)$$

После ввода обозначения

$$x = \frac{Q}{Q_o} , \quad T = \frac{\alpha_o C}{gH} Q_o \quad \text{и} \quad \tau = \frac{t}{T}$$

уравнение (12) приобретает вид:

$$\frac{dx}{dt} + \frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}} x^2 - 1 = 0. \quad (13)$$

В уравнении (13) коэффициент $\frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}}$ является функцией от времени и расхода, т. е.

$$\frac{1 + \zeta_c}{1 + \zeta_{co}} = f(\tau, x). \quad (14)$$

Коэффициенты гидравлического трения λ и местного сопротивления ζ для неустановившегося движения можно разбить на две составляющие [4], первые из которых получаются по стационарным характеристикам λ_s и ζ_s , а вторые учитывают отличие истинных значений λ и ζ при неустановившемся движении от стационарных компонентов, т. е.

$$\begin{cases} \lambda = \lambda_s + \Delta\lambda_d, \\ \zeta = \zeta_s + \Delta\zeta_d. \end{cases} \quad (15)$$

При $t = 0$ имеем $\lambda = \lambda_{SH}, \Delta\lambda_d = 0$

$$\zeta = \zeta_{SH}, \Delta\zeta_d = 0$$

и при $t \rightarrow \infty$:

$$\lambda = \lambda_{SK}, \Delta\lambda_d = 0$$

$$\zeta = \zeta_{SK}, \Delta\zeta_d = 0, \text{ где}$$

λ_{SH} и ζ_{SH} — значения коэффициента гидравлического трения и местного сопротивления до начала переходного процесса;

λ_{SK} и ζ_{SK} — те же значения после окончания переходного процесса.

Имея в виду зависимость (15), коэффициент сопротивления системы может быть определен как

$$\zeta_c = \zeta_{cs} + \Delta\zeta_{cd}. \quad (16)$$

где

$$\zeta_{cs} = \sum_{i=1}^n \lambda_{is} \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{w_B}{w_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_{js} \left(\frac{w_B}{w_i} \right)^2 \quad (17)$$

и

$$\Delta \zeta_{cd} = \sum_{i=1}^n \Delta \lambda_{id} \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^m \zeta_{jd} \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \right)^2. \quad (18)$$

Подставляя (16) в уравнение (14), получаем

$$f(\tau, x) = \frac{1 + \zeta_{cs}}{1 + \zeta_{co}} + \frac{\Delta \zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}}, \quad (19)$$

или, при обозначении

$$\frac{1 + \zeta_{cs}}{1 + \zeta_{co}} = f_s(\tau, x) \quad \text{и} \quad \frac{\Delta \zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}} = f_d(\tau, x), \quad (20)$$

зависимость (19) можно переписать в виде:

$$f_s(\tau, x) = f_s(\tau) + f_s(x). \quad (21)$$

В зависимости (21) функцию $f_s(\tau, x)$ можно в свою очередь разбить на две составляющие, первая из которых обусловлена изменением регулирующего органа $f_s(\tau)$, а вторая — значениями λ_s и ζ_s при изменении расхода, т. е.

$$f(\tau, x) = f_s(\tau, x) + f_d(\tau, x). \quad (22)$$

При этом составляющие $f_s(\tau)$ и $f_s(x)$ имеют вид:

$$f_s(\tau) = \frac{\Delta \zeta_{\text{пер.с}} \left(\frac{\omega_b}{\omega_p} \right)^2}{1 + \zeta_{co}} \quad (23)$$

где

$\Delta \zeta_{\text{пер.с}}$ — изменение статистического коэффициента сопротивления регулятора системы;

ω_p — площадь поперечного сечения трубопровода, на котором находится регулирующий орган.

$$f_s(x) = \frac{1 + \sum_{i=1}^n \lambda_{is} \frac{L_i}{D_i} \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{j=1}^{p-1} \zeta_{js} \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{p+1}^m \zeta_{js} \left(\frac{\omega_b}{\omega_i} \right)^2}{1 + \zeta_{co}} \quad (24)$$

Учитывая зависимость (22), можно уравнение (21) переписать как

$$f(\tau, x) = f_s(\tau) + f_s(x) + f_d(\tau, x) . \quad (25)$$

Первые два члена уравнения (25), как мы видим, определяется по статистическим характеристикам трубопровода (установившийся режим) и поэтому их вычисление не вызывает затруднений.

Как известно [3], критерием моделирования неустановившегося движения вязкой несжимаемой жидкости является зависимость

$$E = f(H) , \quad (26)$$

где E — число Эйлера;

H — число гомохронности.

Следовательно, можно предположить, что

$$\Delta \lambda_d = f(H) \quad \text{и} \quad (27)$$

$$\Delta \zeta_d = f(H) . \quad (28)$$

На основе анализа размерностей можно показать [4], что

$$\Delta \lambda_d = \beta \frac{D}{V^2} \frac{\partial V}{\partial t} , \quad (29)$$

где β — коэффициент пропорциональности в первом приближении можно принять постоянным [5] и равным $\beta = 1,28$;

D — диаметр трубопровода.

Аналогично тому, как мы поступили с коэффициентом гидравлического трения, можно записать для коэффициента местных сопротивлений

$$\Delta \zeta_d = \delta \frac{D}{V^2} \frac{\partial V}{\partial t} , \quad (30)$$

где δ — коэффициент пропорциональности.

Для определения коэффициента δ следует провести специальные опыты. Однако, пока данные этих опытов отсутствуют, следует δ в расчетах принять равным нулю.

Используя (29) и (30), получим вместо уравнения (18):

$$\Delta \zeta_{cd} = \sum_{l=1}^n \beta_l \frac{L_l}{V_l^2} \left(\frac{\omega_b}{\omega_l} \right)^2 \frac{\partial V_l}{\partial t} + \sum_{j=1}^m \delta_j \frac{D_j}{V_l^2} \left(\frac{\omega_b}{\omega_l} \right)^2 \frac{\partial V}{\partial t} =$$

$$= \left[\sum_{l=1}^n \beta_l L_l \left(\frac{\omega_b}{\omega_l} \right) + \sum_{j=1}^m \delta_j D_j \left(\frac{\omega_b}{\omega_l} \right) \right] \frac{dV_b}{dt} \frac{1}{V_b^2}. \quad (31)$$

На базе последнего имеем:

$$\frac{\Delta \zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}} = \frac{\sum_{l=1}^n \beta_l L_l \frac{\omega_b}{\omega_l} + \sum_{j=1}^m \delta_j D_j \frac{\omega_b}{\omega_l}}{1 + \zeta_{co}} \frac{dQ}{dt} \frac{\omega_b}{Q^2}. \quad (32)$$

С учетом, что

$$1 + \zeta_{co} = H \frac{1}{Q^2} \text{ и } T = \frac{\alpha_0 C}{gH} Q.$$

функция $f_d(\tau, x)$ преобразуется

$$f_d(\tau, x) = \frac{\Delta \zeta_{cd}}{1 + \zeta_{co}} = \frac{\sum_{l=1}^n \beta_l L_l \frac{\omega_b}{\omega_l} + \sum_{j=1}^m \delta_j D_j \frac{\omega_b}{\omega_l}}{2 \omega_b \alpha_0 C} \frac{dx}{d\tau} \frac{1}{x^2} =$$

$$= B \frac{dx}{d\tau} \frac{1}{x^2}, \quad (33)$$

где

$$B = \frac{\sum_{l=1}^n \beta_l L_l \frac{\omega_b}{\omega_l} + \sum_{j=1}^m \delta_j D_j \frac{\omega_b}{\omega_l}}{2 \omega_b \alpha_0 C}. \quad (34)$$

Из зависимости (34) выясняется, что B для заданной системы является постоянным. Используя (14), (25) и (33), можем записать уравнение (13), описывающее неустановившиеся движения жидкости в последовательно соединенных трубопроводах в виде

$$(1 + B) \frac{dx}{d\tau} + [f_s(\tau) + f_s(x)] x^2 - 1 = 0. \quad (35)$$

Обозначая $T(1+B) = T_*$ и $\tau_* = \frac{t}{T_*}$, можем записать (35) в окончательном виде:

$$\frac{dx}{d\tau_*} + [f_s(\tau_*) + f_s(x)]x^2 - 1 = 0 \quad (36)$$

Уравнение (36) является основным уравнением для расчета неустановившегося движения несжимаемой жидкости в жестких, последовательно соединенных трубопроводах.

Из уравнения (36) видно, что учет изменения гидравлических сопротивлений при установившемся движении не изменяет форму исходного расчетного уравнения в виде добавочного члена, а учитывается лишь в безразмерном выражении времени.

Учет изменения гидравлических сопротивлений в неустановившемся движении происходит на основе статистических характеристик сопротивлений.

Уравнение (36) действительно как для открытия, так и для закрытия регулирующего органа системы, с той только разницей, что при закрытии и открытии производные имеют различные знаки, т. е. при закрытии $\frac{dx}{d\tau_*} < 0$, а при открытии $\frac{dx}{d\tau_*} > 0$.

Уравнение (36) не интегрируется по методам, известным из математики при неопределенных функциях $f_s(\tau)$ и $f_s(x)$. Последние функции однако не только являются неопределенными, но и не выражаются через элементарные функции, а задаются экспериментальными графиками.

На основе экспериментальных графиков можно определить аналитические формы функции $f_s(\tau)$ и $f_s(x)$, однако эти функции выражаются в виде сложных сумм элементарных функций с неопределенными показателями степеней. Следовательно, даже при выражении $f_s(\tau)$ и $f_s(x)$ методом аппроксимации через сумму элементарных функций уравнение (36) в общем случае не интегрируется. Уравнение (36) интегрируемо лишь в предположении, что $f_s(\tau) = f_s(x) = 0$. При этих условиях и принимая $B=0$ интегрировал уравнение (36) проф. А. А. Сабанеев и получил решение

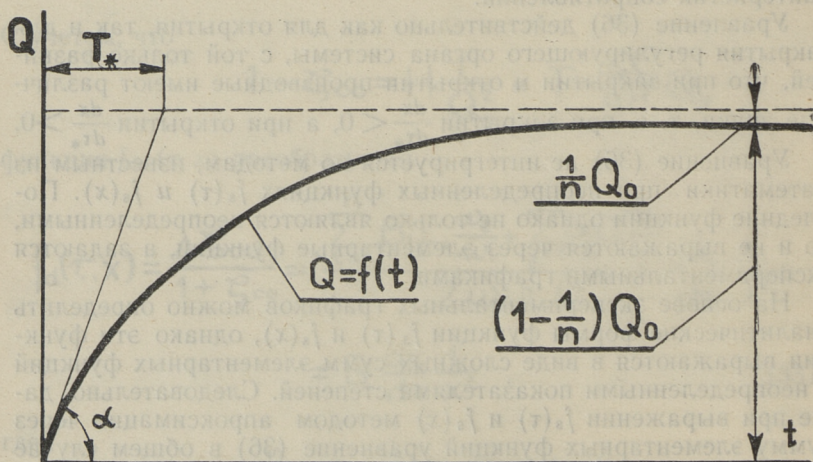
$$x = \frac{e^\tau - 1}{e^\tau + 1}$$

Интегрирование уравнения (36) можно провести лишь численными способами. Однако способ численного интегрирования следует выбрать несложный, доступный по действиям и для инженеров, решающих задачи неустановившегося движения жидкости. Ниже рассмотрим решение уравнения (36) при помощи довольно простого метода, так называемого метода трапеции [7].

До приступления к рассмотрению решения уравнения (36) численным способом приводим некоторые общие замечания для выбора параметров.

При решении задач неустановившегося ускоренного движения за параметры установившегося движения Q_0 и $\zeta_{с0}$ надо принять расход и коэффициент гидравлического сопротивления после окончания переходного режима движения, т. е. значения Q и ζ_c при $t \rightarrow \infty$.

При решении задач неустановившегося замедленного движения за параметры установившегося движения Q_0 и $\zeta_{с0}$ надо принять расход и коэффициент гидравлического сопротивления системы до начала переходного процесса.



Фиг. 2

Полное теоретическое время переходного процесса или разгона системы, считая с момента появления возмущающего воздействия до нового установившегося положения, бесконечно велико (фиг. 2). Поэтому можно по аналогии с теорией автоматического регулирования [6] назвать полным временем разгона системы продолжительность процесса самовыравнивания, в течение которого, начиная от начала процесса, расход достигает $(1 - \frac{1}{n})$ части своего номинального и конечного значения. Это показано на фиг. 2. В теории автоматического регулирования $n = 100$, т. е. время разгона представляет время, необходимое для достижения расходом 99% своего номинального значения при установившемся режиме течения.

Период времени

$$T_* = \frac{\alpha_0 C}{gH} Q_0 (1+B)$$

можно по аналогии с теорией автоматического регулирования [6] назвать постоянной времени системы. Под постоянной времени системы понимается время разгона системы при отсутствии самовыравнивания, т. е. при отсутствии в уравнении (36) коэффициентов перед x^2 , т. е. при

$$\frac{dx}{d\tau} = 1 \quad (37)$$

или

$$T_* \frac{dQ}{dt} = Q_0 \quad (38)$$

Решением уравнения (38) является

$$T_* (Q - Q_H) = Q_0 t, \quad (39)$$

где Q_H — расход системы до начала переходного процесса.

Следовательно, как это следует из зависимости (39), для определения постоянной времени T_* системы следует провести касательную к кривой разгона $Q = f(t)$ в начальной точке и определить точку пересечения этой касательной с прямой окончательного значения Q_0 (фиг. 2).

Ниже приводим кратко ход численного решения уравнения (36). Перед тем, как приступить к решению, назначается шаг аппроксимации $h = \Delta\tau_*$, который при решении задач неустановившегося движения обычно принимается 0,1, 0,2 и т. д. Далее вычисляются по уравнению (36) при $\tau_* = 0$ производные x'_H и x''_H . Имея последние величины, можем определить первый член ряда по формуле

$$x_1 = x_H + hx'_H + \frac{h}{2} x''_H \quad (40)$$

и из уравнения (36) производное x'_1 . Для получения окончательной величины x_1 исправляем x_1 с помощью формулы трапеции

$$\bar{x}_1 = x_H + \frac{h}{2} (x'_1 + x''_1) \quad (41)$$

и вычисляем $\bar{x}_1 - x = C_0$. Теперь можем получить из уравнения (36) второе приближение x'_1 .

Приведенные операции повторяются до тех пор, пока x_1 остается постоянной, что получается через третье или четвертое приближения.

В дальнейшем ходе расчета определяются все члены x_{n+1} для каждого интервала по вышеприведенной методике с помощью формулы

$$x_{n+1} = x_{n-1} + 2hx'_n \quad (42)$$

и исправляют аналогично по формуле (41) как

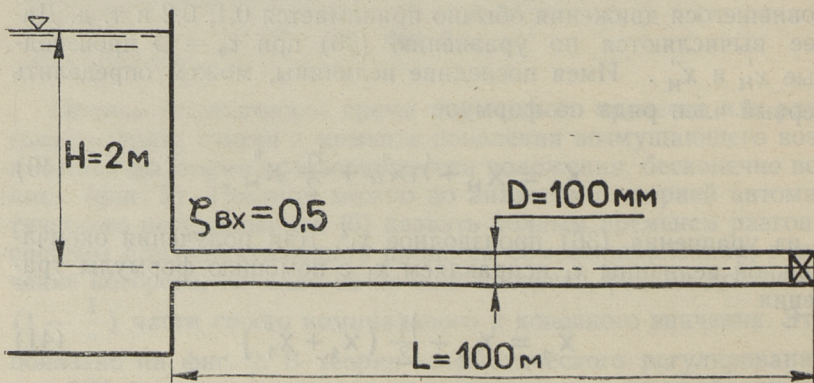
$$\bar{x}_{n+1} = x_n + \frac{h}{2}(x'_{n+1} + x'_n). \quad (43)$$

Если в расчетах для некоторого интервала величина C_0 превышает 0,025, то для получения точности в два знака необходимо уменьшить шаг h .

После определения хода расхода во времени определяется и напорный режим трубопровода. Последний определяется аналогично определению напорного режима при установившемся режиме течения одновременным применением уравнения Бернулли и уравнения неразрывности для двух сечений. При этом однако следует запомнить, что уравнение Бернулли с учетом локальной силы инерции действительно только для одного определенного момента времени.

1. Пример расчета.

Определяем ход изменения расхода системы, приведенной на фиг. 3, если задвижка типа Лудло в конце трубопровода



Фиг. 3

открывается с постоянной скоростью изменения относительно полного открытия в течение 5 и 15 секунд.

Решение задачи приводится в трех вариантах:

1. пренебрегаем влиянием гидравлических сопротивлений в переходном процессе т. е. $f_s(\tau, x) = f_d(\tau, x) = 0$, решение А. А. Сабанеева;

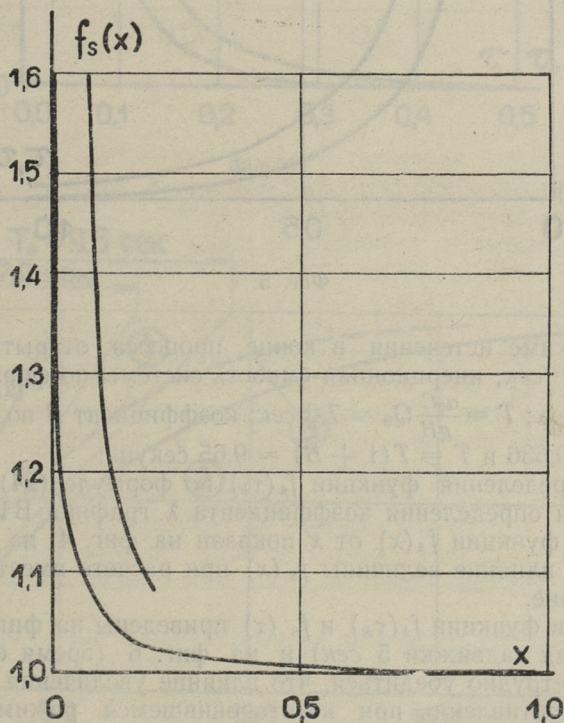
2. принимаем, что $f_s(\tau, x) \neq 0$ и $f_d(\tau, x) \neq 0$;

3. пренебрегаем изменением гидравлических сопротивлений по длине трубопровода в переходном процессе, т. е.

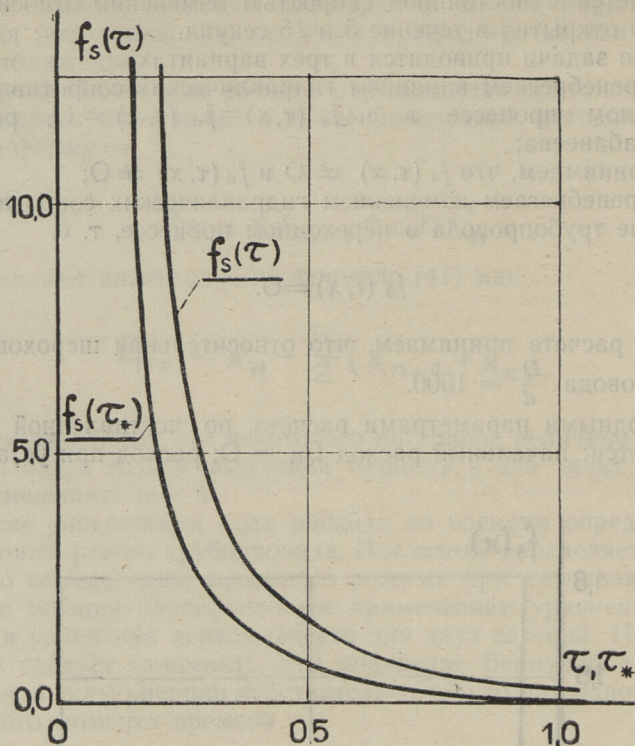
$$f_d(t, x) = 0.$$

При расчете принимаем, что относительная шероховатость трубопровода $\frac{D}{d} = 1000$.

Исходными параметрами расчета по поставленной задаче получаются: начальный расход $Q_H = 0$; расход при установив-



Фиг. 4

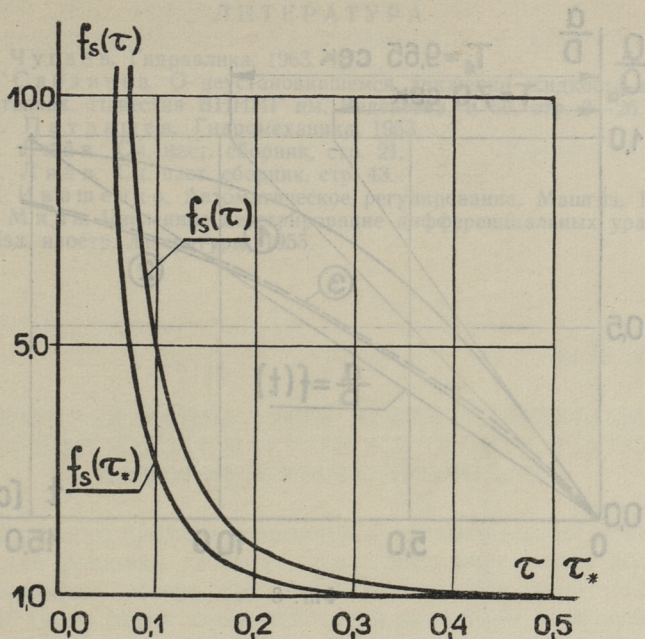


Фиг. 5

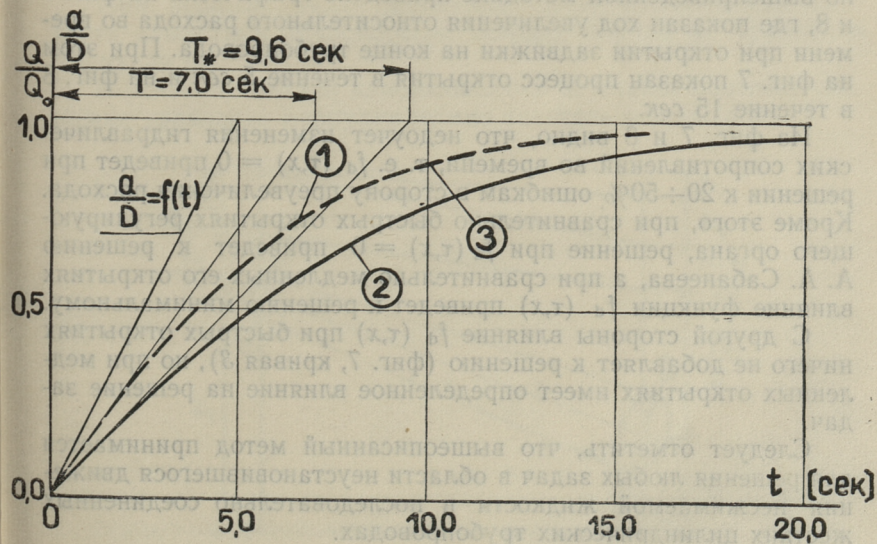
шемся режиме истечения в конце процесса открытия $Q_0 = 0,0098 \text{ м}^3/\text{сек}$; инерционная емкость системы по формуле (8) $C = 12750 \frac{1}{\text{м}}$; $T = \frac{\alpha_0 C}{gH} Q_0 = 7,0 \text{ сек}$; коэффициент B по формуле (34) $B = 0,636$ и $T = T(1 + B) = 9,65 \text{ секунд}$.

Для определения функции $f_s(\tau_*)$ по формуле (24) использованы для определения коэффициента λ графики ВТИ. Ход изменения функции $f_s(x)$ от x показан на фиг. 4, из которого видно, что влияние величины $f_s(x)$ при расчете имеет небольшое значение.

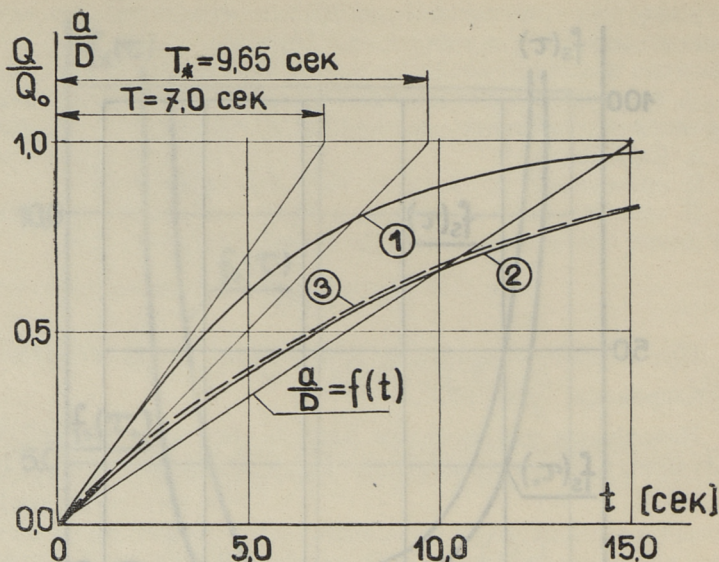
Графики функции $f_s(\tau_*)$ и $f_s(\tau)$ приведены на фиг. 5 (время открытия задвижки 5 сек) и на фиг. 6 (время открытия 15 сек). Нетрудно убедиться, что влияние увеличения коэффициента сопротивления при неустановившемся режиме имеет определенное значение, т. е. при расчете следует учесть коэффициент B , определяемый по формуле (34).



Фиг. 6



Фиг. 7



Фиг. 8

Полученное решение дифференциального уравнения (36) по вышеприведенной методике приведено графически на фиг. 7 и 8, где показан ход увеличения относительного расхода во времени при открытии задвижки на конце трубопровода. При этом на фиг. 7 показан процесс открытия в течение 5 сек и на фиг. 8 в течение 15 сек.

Из фиг. 7 и 8 видно, что недоучет изменения гидравлических сопротивлений во времени, т. е. $f_d(\tau, x) = 0$ приведет при решении к 20÷50% ошибкам в сторону преувеличения расхода. Кроме этого, при сравнительно быстрых открытиях регулирующего органа, решение при $f_d(\tau, x) = 0$ приведет к решению А. А. Сабанеева, а при сравнительно медленных его открытиях влияние функции $f_d(\tau, x)$ приведет к решению минимальному.

С другой стороны влияние $f_d(\tau, x)$ при быстрых открытиях ничего не добавляет к решению (фиг. 7, кривая 3), но при медленных открытиях имеет определенное влияние на решение задач.

Следует отметить, что вышеописанный метод принимается для решения любых задач в области неустановившегося движения несжимаемой жидкости в последовательно соединенных жестких цилиндрических трубопроводах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р. Р. Чугаев. Гидравлика, 1963.
2. А. А. Сабанеев. О неустановившемся движении жидкости в жестких стенках. Известия ВНИИГ им. Веденеева, т. 50, стр. 3—26.
3. А. Н. Патрашев. Гидромеханика, 1953.
4. У. Р. Лийв. См. наст. сборник, стр. 21.
5. У. Р. Лийв. См. наст. сборник, стр. 43.
6. Н. Н. Иващенко. Автоматическое регулирование. Машгиз, 1958.
7. В. Э. Милн. Численное интегрирование дифференциальных уравнений. М., Изд. иностр. литературы, 1955.

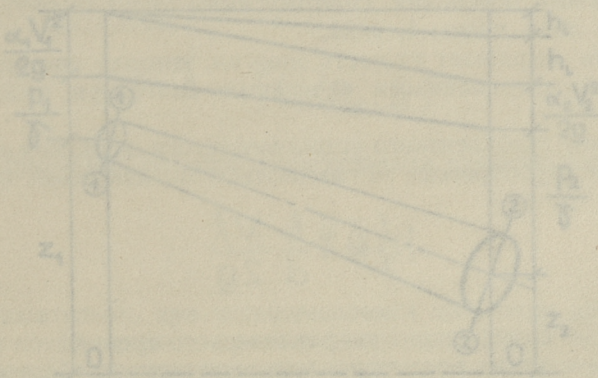
У. Р. Лийв

О ПОТЕРЯХ НАБОРА ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ В ЖЕСТКИХ НАБОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

В настоящее время в современной технике возник целый ряд задач, для решения которых надо точно определить величину гидравлических потерь при неустановившемся движении жидкости. К числу таких задач относится целый ряд вопросов автоматического регулирования в системах, где имеются гидравлические звенья.

При решении задач движения вязкой несжимаемой жидкости в жестком трубопроводе исходят обычно из уравнения Бернулли [3].

В условиях плавно изменяющегося неустановившегося движения уравнение Бернулли можно записать в виде (фиг. 1)



Фиг. 1

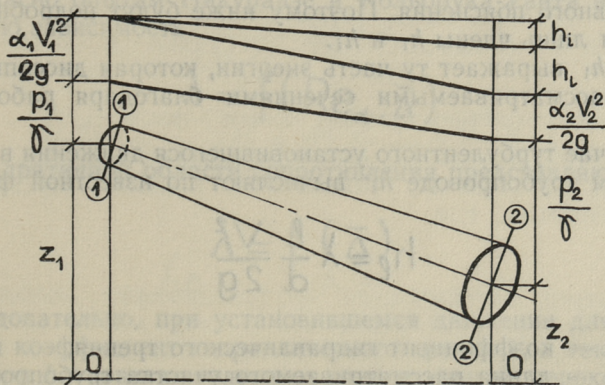
У. Р. Лийв

О ПОТЕРЯХ НАПОРА ПРИ НЕУСТАНОВИВШЕМСЯ ДВИЖЕНИИ НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ В ЖЕСТКИХ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ

В настоящее время в современной технике возник целый ряд задач, для решения которых надо точно определить величину гидравлических потерь при неустановившемся движении жидкости. К числу таких задач относится целый ряд вопросов автоматического регулирования в системах, где имеются гидравлические звенья.

При решении задач движения вязкой несжимаемой жидкости в жестком трубопроводе исходят обычно из уравнения Бернулли [1].

В условиях плавно изменяющегося неустановившегося движения уравнение Бернулли можно записать в виде (фиг. 1)



Фиг. 1

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_\ell + h_i \quad (1)$$

где z_1 и z_2 — превышения над плоскостью сравнения 0—0 точек соответствующих живых сечений,

$\frac{p_1}{\gamma}$ и $\frac{p_2}{\gamma}$ — пьезометрические высоты для этих точек,

α_1 и α_2 — коррективы кинетической энергии в сечениях 1-1 и 2-2,

V_1 и V_2 — средние скорости в сечениях 1-1 и 2-2,

h_ℓ — потери напора от сечений 1-1 до 2-2,

h_i — инерционный напор.

В частном случае горизонтального цилиндрического напорного трубопровода разность пьезометрических высот

$$\frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_2}{\gamma} = \frac{\Delta p}{\gamma}$$

равняется сумме

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = h_\ell + h_i$$

При этом предполагается, что движение равномерное по пути и $\alpha_1 = \alpha_2$.

В формуле (1) все члены, кроме двух последних на правой стороне, сохраняют при неустановившемся движении тот же смысл, что и при установившемся движении и не требуют дополнительного пояснения. Поэтому ниже будут подробнее рассмотрены лишь члены h_ℓ и h_i .

Член h_i выражает ту часть энергии, которая диссипируется между рассматриваемыми сечениями благодаря работе сил трения.

В случае турбулентного установившегося движения в цилиндрическом трубопроводе h_i вычисляют по известной формуле Дарси

$$h_\ell = \lambda \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g} \quad (2)$$

где λ — коэффициент гидравлического трения,

l — длина рассматриваемого участка трубопровода,

d — диаметр напорного трубопровода,

V — средняя скорость в живом сечении.

Благодаря отсутствию достоверных данных о величине коэффициента гидравлического трения λ при неустановившемся движении, в последнем случае при вычислении потерь напора обычно принимают

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = \lambda_{\text{УСТ}}$$

Такая трактовка вопроса, как показывают опыты на действующих трубопроводах, является приближенной: измеряемые потери напора не совпадают с расчетами, вычисляемыми в соответствии с формулой (1).

При установившемся движении согласно опытам Никурадзе и Кольбрука-Уайта величина коэффициента гидравлического трения при турбулентном движении зависит от

- 1) числа Рейнольдса Re_d ,
- 2) относительной шероховатости $\bar{\Delta}$.

При этом число Рейнольдса вычисляют по известной формуле

$$Re_d = \frac{V \cdot d}{\nu}$$

где

- V — средняя скорость в трубопроводе,
- d — диаметр трубопровода,
- ν — кинематический коэффициент вязкости.

Относительная шероховатость $\bar{\Delta} = \frac{\Delta}{d}$. В последней формуле Δ — средняя высота выступов шероховатости.

Согласно опытам Никурадзе и Кольбрука-Уайта вышеприведенную зависимость

$$\lambda = f(Re_d, \bar{\Delta})$$

для квадратичной области сопротивления представляют в виде

$$\lambda = f(\bar{\Delta}) \quad (3)$$

Следовательно, при установившемся движении для данной области коэффициент гидравлического трения λ , а также потери напора h_1 зависят только от относительной шероховатости.

При неустановившемся движении на величину потерь напора влияют кроме вышеуказанных факторов еще дополнитель-

ные явления, которые возникают за счет неустановившегося режима в трубопроводе.

Неустановившееся движение возникает за счет изменения во времени относительного открытия регулирующего органа, которое определенным образом обуславливает закон изменения ускорений жидкости. При неустановившемся движении закон изменения локального ускорения обуславливает в свою очередь определенный закон деформации эпюр осредненных скоростей. Деформация эпюр осредненных скоростей вызывает изменение градиентов скорости, что в свою очередь обуславливает изменение напряжения трения на стенке τ_0 во время неустановившегося движения. От величины τ_0 зависят искомые величины потерь напора h_1 и коэффициент гидравлического трения $\lambda_{\text{неуст}}$.

Следовательно, в рассматриваемом случае величина локального ускорения $\frac{dV}{dt}$ должна определенным образом влиять на величину $\lambda_{\text{неуст}}$.

Для определения указанной зависимости нами был проделан анализ размерностей, в результате которого в первом приближении выражение для определения коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{неуст}}$ предлагается в виде

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = f \left(Re, \bar{\Delta}, \frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \right). \quad (4)$$

где $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$ — безразмерное переменное.

Для квадратической области турбулентного движения выражение (4) преобразуется как

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = f \left(\bar{\Delta}, \frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \right). \quad (5)$$

Последнее отличается от (3) новым членом $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$.

Вместо выражения (5) можно представить сумму, состоящую из $\lambda_{\text{уст}}$ и члена $\Delta\lambda$, учитывающего влияние неустановившегося движения, т. е.

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = \lambda_{\text{УСТ}} + \Delta\lambda \quad (6)$$

В случае, если весь процесс неустановившегося движения происходит в квадратичной области сопротивления, то $\lambda_{\text{уст}}$ не зависит от Re и зависит от Δ трубопровода. При этом вместо (6) можно написать

$$\lambda_{\text{неуст}} = C + \Delta\lambda \quad (7)$$

где C — постоянная для данного трубопровода.

Последний член правой стороны уравнения (1) h_i учитывает ту часть напора, которая затрачивается на преодоление локальных сил инерции массы жидкости, находящихся между сечениями 1-1 и 2-2.

Выражая h_i через среднюю скорость V потока и принимая, что $\omega = \text{const}$ по длине трубопровода, получим обычную формулу

$$h_i = \frac{\alpha_0}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{dV}{dt} ds. \quad (8)$$

В формуле (8)

α_0 — корректив количества движения,

$\frac{dV}{dt}$ — ускорение потока,

ds — элемент длины трубопровода.

Корректив количества движения α_0 входит в формулу (8) и учитывает неравномерность распределения скоростей по живому сечению на величину инерционного напора.

Как показывают наши предварительные опыты, распределение скоростей при неустановившемся движении не соответствует распределению скоростей, присущему установившемуся движению [6].

Согласно литературным данным изменение распределения скоростей в напорных трубопроводах в ходе неустановившегося движения до сих пор экспериментально не изучалось. При теоретических исследованиях распределения скоростей обычно исходят из уравнения типа Навье-Стокса.

$$\frac{\partial V}{\partial t} = -\frac{1}{g} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 V}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial z^2} \right), \quad (9)$$

Жидкость принимается в этом случае несжимаемой ($\rho = \text{const}$) и весь процесс изотермическим. Решение уравнения (9) в зависимости от принятых начальных и граничных условий дает, согласно литературным данным [2, 3, 4, 5], весьма разноречивые результаты. Такое положение можно объяснить тем, что процесс неустановившегося движения пока недо-

статочно изучен. Поэтому математических решений, отвечающих истинному процессу неустановившегося движения, в настоящее время представить невозможно.

Следовательно, для точного вычисления величины инерционного напора по формуле (8) следует уточнить величину корректива количества движения α_0 .

Для определения α_0 в ходе неустановившегося движения необходимо непосредственно на действующей установке измерить эпюры распределения скоростей неустановившегося движения. Имея эпюры скоростей, можно вычислять α_0 для данного момента времени

$$\alpha_0 = \frac{\int_{\omega} u^2 d\omega}{V^2 \omega} \quad (10)$$

где:

- V — средняя скорость в живом сечении,
- ω — живое сечение трубопровода,
- u — скорость в любой точке живого сечения,
- $d\omega$ — соответствующая элементарная площадь.

вычисляются коррективы количества движения α_0 соответствующие определенным моментам времени.

Для полного решения уравнения (1) следует экспериментальным путем отыскать функцию, представленную выражением (4); при вычислении величины инерционного напора необходимо учитывать истинную величину α_0 , определяемую опытным путем, согласно формуле (10).

Найденные таким образом величины инерционного напора h_1 позволяет найти положение как пьезометрической (Р-Р), так и напорной линии (Е-Е), так и линию инерционного давления ($i-i$) для всего цилиндрического трубопровода.

Имея ввиду сказанное выше, далее будем решать две задачи:

- 1) отыскать функцию

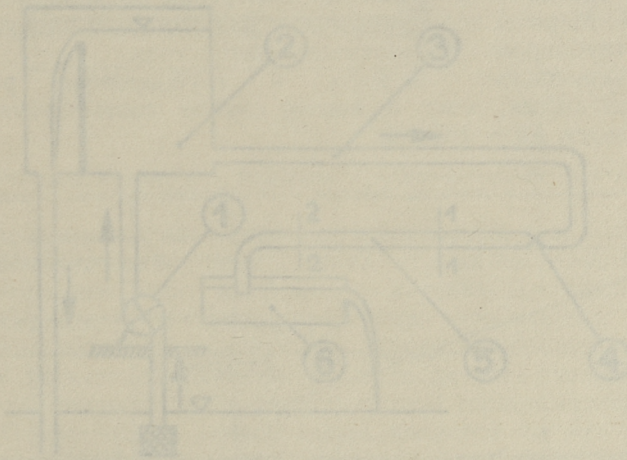
$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = f \left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \right)$$

- 2) определять изменение корректива количества движения во времени для замедленного и ускоренного турбулентного движения в квадратичной области сопротивлений.

Результаты исследований будут опубликованы в последующих статьях.

ЛИТЕРАТУРА

1. Р. Р. Чугаев. Гидравлика. Госэнергоиздат, 1963.
2. Н. А. Панчурин. Распределение скоростей в некоторых случаях нестационарного турбулентного течения в трубах. Труды ЛИВТ-а, вып. XVI.
3. Н. А. Панчурин. Решение уравнения Навье-Стокса в частном случае нестационарного ламинарного течения в трубе и определение скорости пограничного слоя. Труды ЛИВТ-а, вып. XV.
4. K. C. Deem. Fluid Friction due to Unsteady Flow in Conduits. Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Science. Massachusetts. Inst. of Technology, 1952.
5. Н. А. Слезкин, Динамика вязкой несжимаемой жидкости. Госиздательство технико-теоретической литературы, Москва, 1955.
6. У. Р. Лийв, См. наст. сборник, стр. 29.

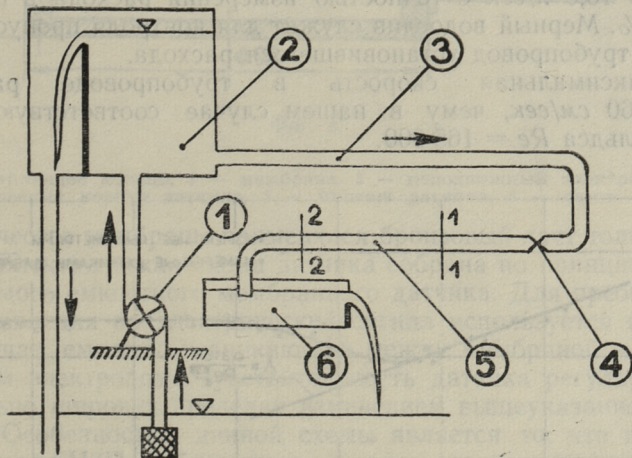


УДК 532.501.32.001.5

У. Р. Лийв

О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЗАКОНОМЕРНОСТЯХ ПРИ ЗАМЕДЛЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОМ ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ТРУБОПРОВОДЕ*

В лаборатории гидротехники Таллинского политехнического института был оборудован стенд, предназначенный для лабораторного исследования перепадов давления и эпюр распределения скоростей при неустановившемся движении жидкости в напорных трубопроводах.



Фиг. 1

Ниже приводится краткое описание стенда. На фиг. 1 представлены основные узлы стенда.

* В статье рассматривается движение абсолютно несжимаемой вязкой жидкости в недеформируемом трубопроводе квадратичной области турбулентного движения.

1 — Центрабежный насос производительностью $Q = 15,0$ л/сек, 2 — напорный бак с переливочным устройством, 3 — питающий напорный трубопровод диаметром 75 мм, 4 — быстродействующий конический затвор, 5 — рабочий участок напорного трубопровода диаметром 75 мм, 6 — контрольно-измерительный тонкостенный мерный водослив.

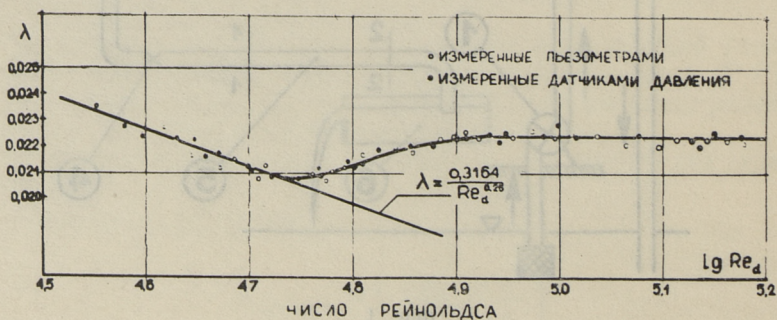
Длина рабочего участка напорного трубопровода составляет 9,0 м. Трубопровод стальной, причем первое мерное сечение, в котором измеряется давление, находится на 3,5 м ниже быстродействующего затвора. На таком удалении быстродействующий затвор не оказывает ощутимого влияния на распределение скоростей. Контрольные измерения в этом сечении при установившемся движении позволяют установить распределение скоростей свойственного развитому турбулентному движению.

Второе расчетное сечение находится на расстоянии четырех метров от первого. Измерения распределения скоростей при неустановившемся движении проводились в сечении, расположенном в середине четырехметрового участка.

Контрольно-измерительный тонкостенный мерный водослив на конце испытуемого трубопровода зарегистрирован в Эстонской государственной контрольной лаборатории по измерительной технике (Свидетельство № 532/IV).

Водослив гарантирует результаты измерения в области от 0,8 до 16,0 л/сек с точностью измерения расхода в пределах $\pm 0,5\%$. Мерный водослив служит для контроля пропускаемого через трубопровод установившегося расхода.

Максимальная скорость в трубопроводе равняется $V = 260$ см/сек, чему в нашем случае соответствуют числа Рейнольдса $Re = 165\ 000$.

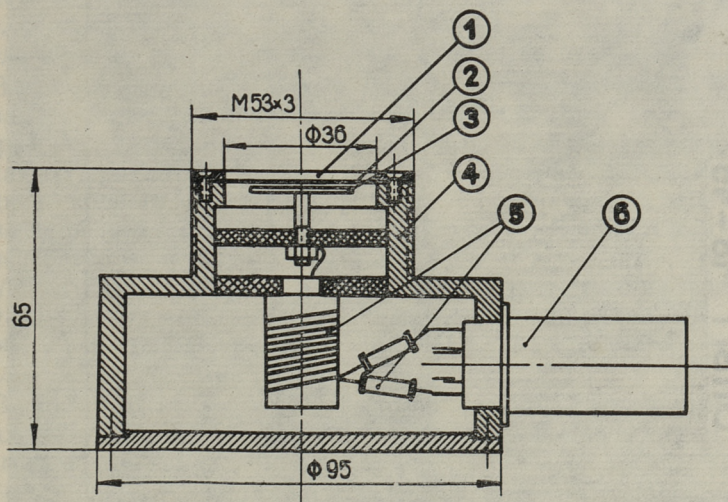


Фиг. 2

Испытания настоящего трубопровода при установившемся режиме показывают (фиг. 2), что если число Рейнольдса достигает $Re = 75\ 000$, то сопротивление трубопровода переходит в зону квадратичного сопротивления ($\lambda_{уст} = 0,0225$).

Для измерения и записи разности давлений, возникающих при неустановившемся движении между двумя сечениями, был построен соответствующий двухканальный усилитель с датчиками.

На фиг. 3 изображен датчик, который состоит из следующих элементов:



Фиг. 3

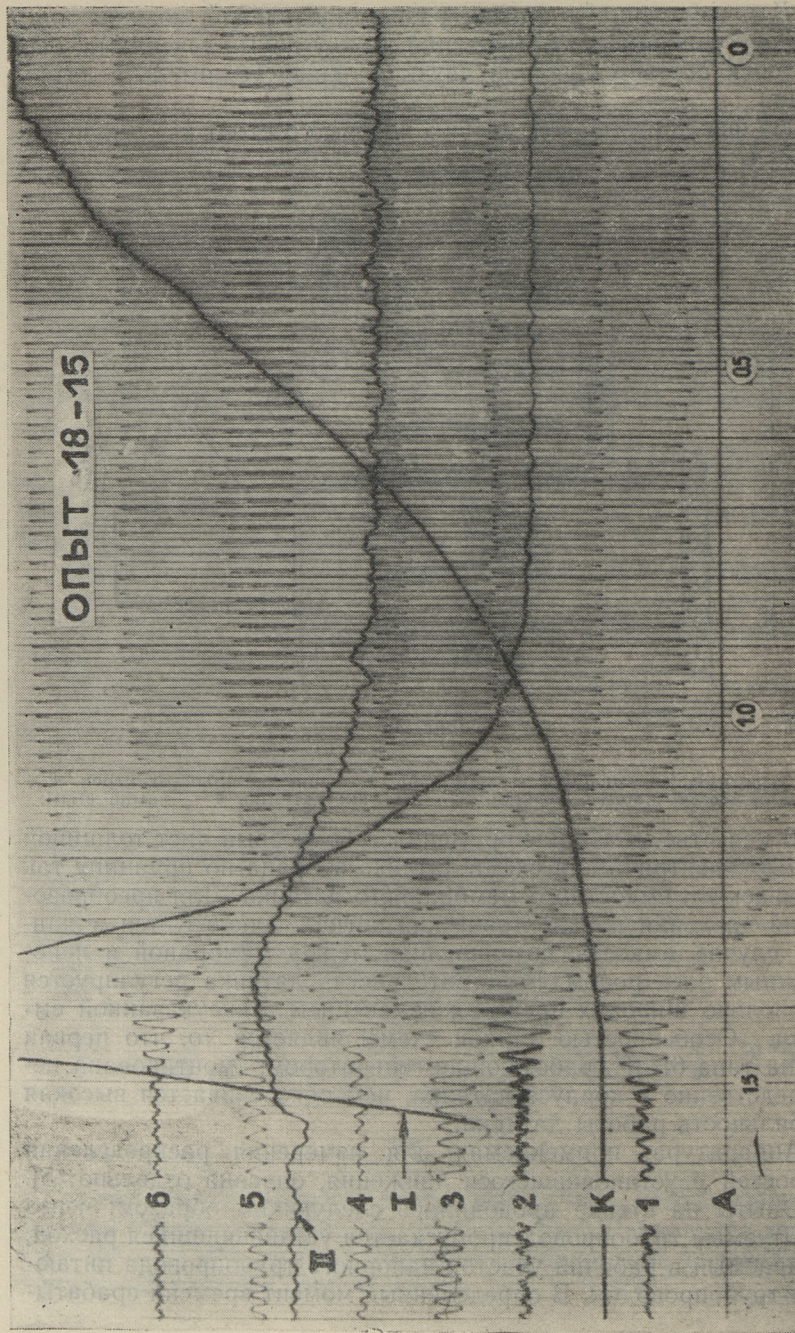
1 — уплотняющее кольцо, 2 — мембрана, 3 — неподвижный электрод, 4 — металлический корпус датчика, 5 — монтаж датчика, 6 — лампа 6НЗП.

В качестве мембраны применялся бронзовый лист толщиной 0,1 мм. Электрическая схема датчика собрана по принципу так называемого емкостного мембранного датчика. Для преобразования давления на электрический сигнал используется в данном случае емкость, возникающая между мембраной и неподвижным электродом. Чувствительность датчика регулируется в довольно широких пределах изменением вышеуказанной емкости. Особенностью данной схемы является то, что первая лампа типа 6НЗП, работающая генератором, смонтирована непосредственно в корпусе датчика, чем обеспечивается высокая стабильность работы датчика.

Аппаратура, применяемая для измерения распределения скоростей неустановившегося движения, описана отдельно [5].

Опыты на стенде проводились следующим образом: через испытуемый трубопровод пропускается установившийся расход, подаваемый в рабочий участок напорного трубопровода питающим трубопроводом. В определенный момент времени срабаты-

ОПЫТ 18-15



Фиг. 4

вает затвор, которому задается соответствующий режим закрытия или открытия. В зависимости от изменения относительного отверстия затвора в трубопроводе возникает неустановившийся режим движения жидкости. Примерно за секунду до сработки затвора включается в действие регистрирующий осциллограф (ОС-27-51). При помощи этого многоканального осциллографа записываются все переменные величины (распределение скоростей, средняя скорость и давление в двух расчетных сечениях) в ходе неустановившегося процесса.

В качестве примера записи на фиг. 4 представлена осциллограмма (опыт 18-15, замедленное движение), где арабскими цифрами от 1 до 5 на ленте обозначены изменения скорости в точках внутри потока; под номером 6 обозначено изменение средней скорости. Римские цифры I и II обозначают соответственно давления в сечениях 1-1 и 2-2 (фиг. 1). Буквой «А» обозначен базис на осциллограмме, а буквой «К» ход штока регулирующего быстродействующего затвора. Кроме того на осциллограмме записано время: жирными перпендикулярными линиями обозначено время за каждые 0,1 сек, а тонкими — за каждые 0,01 сек.

Всего в ходе исследований было проделано 17 серий опытов, в каждой серии до 20 опытов. Часть этих опытов относилась к замедленному движению.

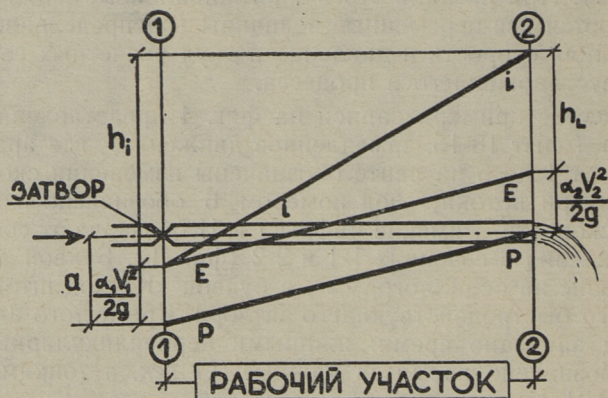
Необходимость постановки экспериментов обуславливалась тем, что вопрос об изменении коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{неуст}}$ при замедленном турбулентном движении пока экспериментально мало изучен, а полученные результаты не позволили сделать обобщений. Некоторые попытки сделаны лишь в последние годы.

Работы, проведенные в Массачузетском технологическом институте, показали [1, 2], что «коэффициент гидравлического трения неустановившегося потока, основанный на средней мгновенной скорости, по существу равен такому же для установившегося потока при той же скорости». Лишь при больших ускорениях авторы при замедленном движении наблюдали уменьшение коэффициента гидравлического трения. Ли-Лян-Фу [3] на основе опытов на трубе диаметром $\varnothing 40$ мм пришел к выводу, что «при замедленном движении потери по длине увеличиваются с ростом ускорения». Исследования, проведенные Н. А. Панчуриным [4] 1952 и 1958 гг., не позволяли определить заметного изменения коэффициента трения, однако на основе теоретических и феноменологических соображений автор пришел к заключению, что при замедленном движении коэффициент гидравлического трения уменьшается.

Такие большие расхождения в результатах экспериментов

могут быть объяснены при условии точного измерения давления, неточностью вычисления инерционного напора.

Последнее по видимому можно объяснить неточностью вычисления ускорений, а также недоучетом коэффициента количества движения.



Фиг. 5

Расчетная схема, применяемая нами, представлена на фиг. 5. Нанесенные на схему отдельные линии Р-Р (пьезометрическая линия), Е-Е (напорная линия) и $i-i$ (линия инерционного давления) относятся к одному определенному моменту времени t_1 . В следующий момент времени t_2 эти линии займут новое положение.

Линия Р-Р при неустановившемся движении жидкости включает в себя влияние инерционного напора h_i и определяет действительную картину изменения пьезометрического давления вдоль трубопровода.

В случае замедляющегося во времени движения на рабочем участке кинетическая энергия высвобождается в размере h_i из отсека жидкости, заключенного в данный момент времени между сечениями 1-1 и 2-2. При этом высвобождающаяся энергия вместе с напором в сечении 1-1 затрачивается на образования напора в сечении 2-2 и на рассеивание энергии обусловленной трением (h_l).

Учитывая вышесказанное, уравнение Бернулли для рабочего участка представляется в виде

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + |h_i| = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_l \quad (1)$$

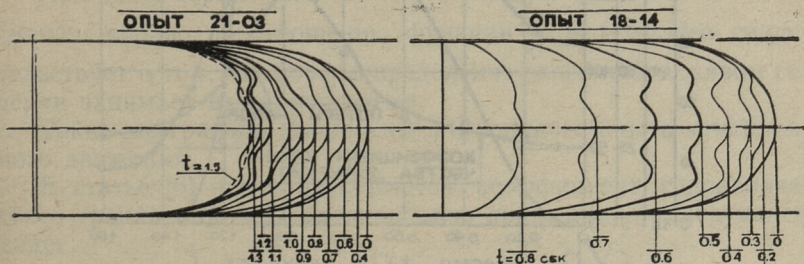
В условиях горизонтального трубопровода и равномерного по пути движения вместо (1) получим:

$$\frac{p_1}{\gamma} + |h_{\perp}| = \frac{p_2}{\gamma} + h_e$$

Между рассматриваемыми сечениями возникает разность давления $a = \frac{\Delta p}{\gamma}$, воспринимаемое датчиками давления. Следовательно, окончательная формула для расчета потерь напора при замедленном движении может быть дана в виде

$$a + |h_{\perp}| = h_e . \quad (2)$$

Опыты по определению эпюры распределения осредненных скоростей показали, что в эпюре, свойственной развитому турбулентному движению, появляется некоторый уступ назад и общая форма более утолщена, чем при установившемся движении при той же средней скорости.



Фиг. 6

Эта картина в известной мере напоминает картину, наблюдаемую, при поступлении жидкости из сосуда в круглую трубу, имеющую плавный вход. Имея такие эпюры, отвечающие распределению скоростей в различные моменты времени в течение неустановившегося процесса можно далее на основе формулы

$$\alpha_0 = \frac{\int_{\omega} u^2 d\omega}{V^2 \omega}$$

графо-аналитическим способом найти корректив количества движения α_0 , соответствующий каждой эпюре.

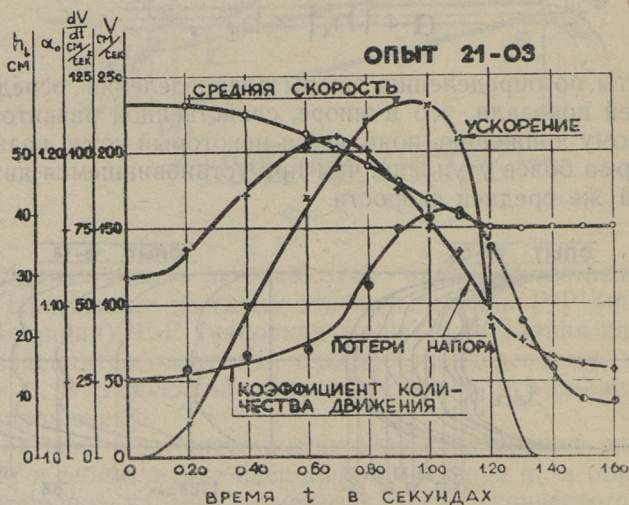
В последней формуле приняты следующие обозначения:

- ω — площадь сечения трубопровода,
- V — средняя скорость в трубопроводе,
- $d\omega$ — элементарная площадь,
- u — соответствующий к $d\omega$ локальная скорость (осредненная).

В качестве примера на фиг. 7а и 7б приведено изменение следующих гидравлических величин:

- V — средняя скорость в трубопроводе,
- $\frac{dV^*}{dt}$ — среднее ускорение,
- α_0 — корректив количества движения.
- h_1 — потери напора.

Величины, нанесенные на графики, найдены нами при помощи опытов в процессе закрытия задвижки.



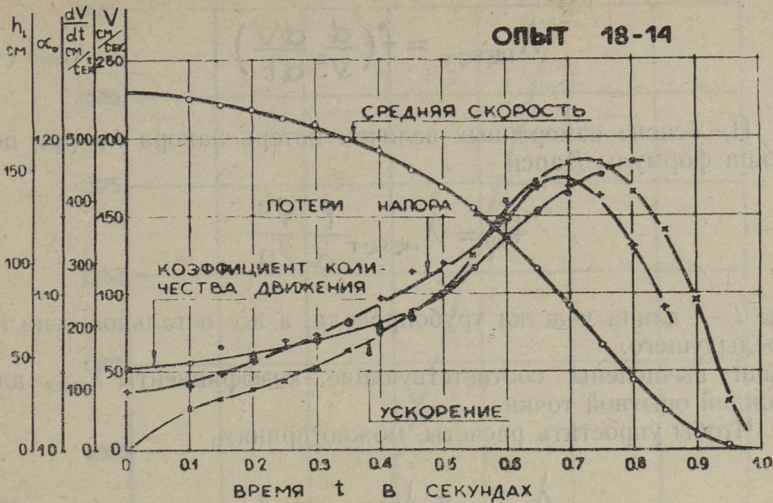
Фиг. 7а

Как видно из обработанных графиков, средняя скорость для замедленного движения является величиной убывающей во времени для данного сечения и зависит от хода регулирующего органа.

Величина корректива количества движения α_0 и потери напора h_1 в течение периода неустановившегося движения увеличиваются с ростом и достигают некоторого максимума. При частичном закрытии эти функции после прохождения максимума принимают новые величины, соответствующие новому режиму установившегося движения.

* В статье приводится абсолютное значение среднего ускорения.

ОПЫТ 18-14



Фиг. 76

При этом характерно то, что максимум функции $\alpha_0 = f(t)$ смещен вправо по отношению функции $\frac{dV}{dt} = f(t)$. Это свидетельствует о том, что перераспределение скоростей в живом сечении занимает некоторое время.

Такие же графики построены для каждого опыта замедленного движения.

В статье [6] нами предлагается коэффициент гидравлического трения при неустановившемся движении в следующем виде:

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = f\left(Re_d, \Delta, \frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}\right), \quad (3)$$

В этой формуле

$\lambda_{\text{неуст}}$ — коэффициент гидравлического трения при неустановившемся движении,

Re — число Рейнольдса,

Δ — относительная шероховатость трубопровода,

$\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$ — безразмерная переменная,

d — диаметр трубопровода,

V — средняя скорость потока,

$\frac{dV}{dt}$ — среднее ускорение потока.

В этой же статье предлагается для квадратичной области турбулентного движения вместо (3) формула

$$\lambda_{\text{неуст}} = f\left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}\right) \quad (4)$$

На основе измеренных величин потерь напора h_l при помощи формулы Дарси

$$h_l = \lambda_{\text{неуст}} \frac{l}{d} \frac{V^2}{2g}$$

где l — длина участка трубопровода, а все остальное ясно из предыдущего.

были вычислены соответствующие коэффициенты $\lambda_{\text{неуст}}$ для каждой опытной точки.

Чтобы упростить расчеты, можно принять

$$\lambda_{\text{неуст}} = \lambda_{\text{уст}} + \Delta\lambda, \quad (5)$$

где

$$\Delta\lambda = f\left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}\right).$$

Обработанные таким образом опытные точки представлены на фиг. 8.

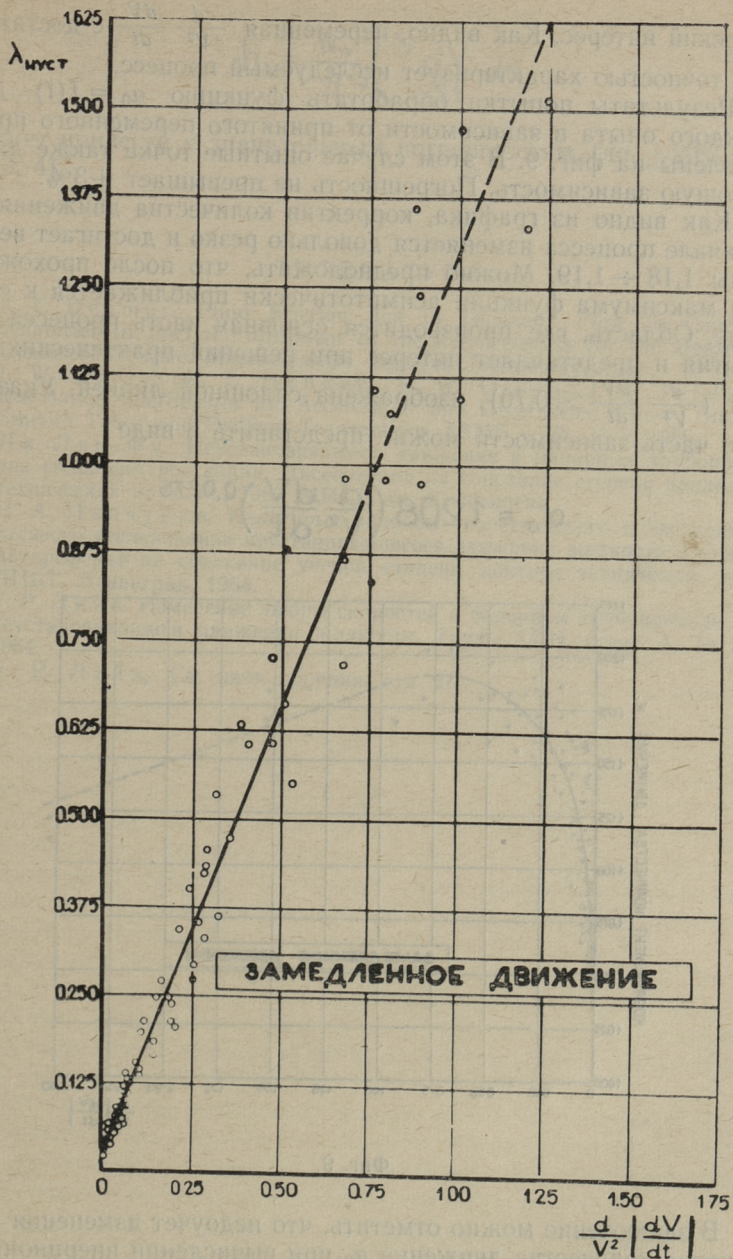
При этом нетрудно убедиться, что опытные точки группируются около некоторой прямой линии, т. е. искомый коэффициент гидравлического трения пропорционален переменному $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$.

Разброс опытных точек объясняется погрешностями эксперимента, а также обработки опытов.

Для автомодельной области указанную функцию, принимая во внимание (5), можно записать в виде

$$\lambda_{\text{неуст}} = \lambda_{\text{уст}} + 1,28 \left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}\right). \quad (6)$$

Область, применяемая для решения практических задач турбулентного неустановившегося движения, изображена на графике сплошной линией. Основная часть процесса закрытия происходит в пределах от 0 до 0,70, поэтому часть функции, нанесенная на графике пунктирной линией, представляет теоре-



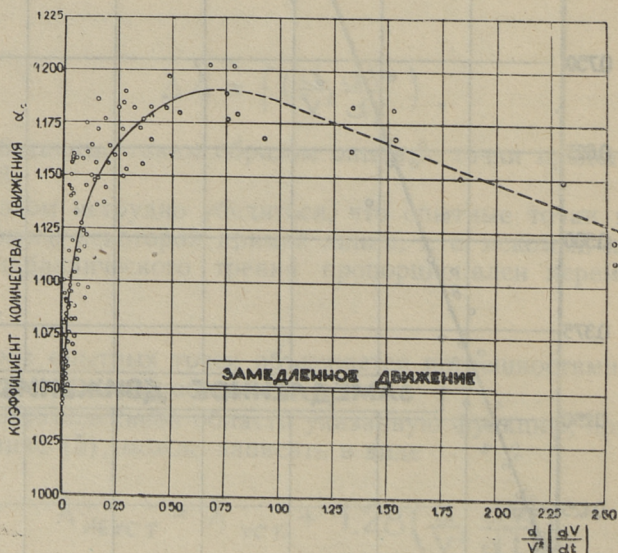
Фиг. 8

тический интерес. Как видно, переменная $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$ с достаточной точностью характеризует исследуемый процесс.

Результаты попытки обработать функцию $\alpha_0 = f(t)$ для каждого опыта в зависимости от принятого переменного представлены на фиг. 9. В этом случае опытные точки также дают хорошую зависимость. Погрешность не превышает $\pm 3\%$.

Как видно из графика, корректив количества движения α_0 в начале процесса изменяется довольно резко и достигает величины $1,18 \div 1,19$. Можно предположить, что после прохождения максимума функция асимптотически приближается к единице. Область, где производится основная часть процесса закрытия и представляет интерес при решении практических задач ($\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \leq 0,70$), изображена сплошной линией. Указанную часть зависимости можно представить в виде

$$\alpha_0 = 1,208 \left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \right)^{0,0275} \quad (7)$$



Фиг. 9

В заключение можно отметить, что недоучет изменения корректива количества движения α_0 при вычислении инерционного напора по формуле

$$h_l = \frac{\alpha_0}{g} \int_{s_1}^{s_2} \frac{dV}{dt} ds$$

может привести к значительным погрешностям (до $\pm 20\%$) [1, 2, 3, 4].

ЛИТЕРАТУРА

1. K. C. Deemer. Fluid Friction due to Unsteady Flow in Conduits. Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Science. Massachusetts, Inst. of. Technology, 1952.
2. I. W. Daily, W. L. Hankey, R. W. Olive, J. M. Jordaan. Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows Through Smooth Tubes and Orifices. Transactions ASME v. 78, № 5, 1956.
3. Ли Лян-Фу. Неустановившееся движение в напорных трубопроводах гидроэлектростанции. Диссертация на соискание степени кандидата технических наук. М., 1960, МИСИ им. Куйбышева.
4. Н. А. Панчурин. Некоторые вопросы теоретического и экспериментального исследования неустановившегося движения жидкости в трубах. Автореферат на соискание ученой степени доктора технических наук. ЛИВТ, Ленинград, 1964.
5. У. Р. Лийв. Измерение эпюры скоростей в напорном трубопроводе при неустановившемся движении жидкости. Труды ТПИ, серия А, № 212, 1964.
6. У. Р. Лийв, См. наст. сборник, стр. 21.

УДК 532.501.32.001.5

*У. Р. Лийв***О ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЗАКОНОМЕРНОСТЯХ ПРИ
УСКОРЕННОМ ДВИЖЕНИИ ЖИДКОСТИ В НАПОРНОМ
ЦИЛИНДРИЧЕСКОМ ТРУБОПРОВОДЕ***

Теоретические исследования гидравлических потерь и коэффициента гидравлического трения при неустановившемся движении указали на влияние ряда дополнительных факторов [6] по сравнению с установившимся движением. В связи с этим возникает необходимость уточнения соответствующих формул расчета, применяемых при решении задач неустановившегося движения.

Вопрос о величине коэффициента гидравлического трения при ускоренном во времени турбулентном движении жидкости экспериментально мало изучен. Работами многих авторов [1, 2, 3, 4] доказано, что коэффициент гидравлического трения при ускоренном движении больше, чем при установившемся движении при той же средней скорости. Качественное различие конечных выводов, приведенных в этих работах, зависит от интерпретации опытных данных, а также от точности проведения опытов. Неясности в области этого вопроса не позволили до сих пор разработать основ для гидравлического расчета ускоренного движения.

Ниже приводятся результаты экспериментального исследования ускоренного движения, проведенного в лаборатории гидротехники Таллинского политехнического института на специально сконструированной нами опытной установке. Аппаратура была нами описана ранее [5].

Потери напора исследовались между двумя сечениями, расположенными на расстоянии 4,0 м цилиндрического трубопровода диаметром 75 мм. Исследовалось также распределение осредненных скоростей в живом сечении трубопровода.

* В статье рассматривается движение абсолютно несжимаемой вязкой жидкости в квадратичной области турбулентного движения недеформируемого трубопровода.

В программу исследований ускоренного движения потока (вызываемого открытием на трубопроводе специальной задвижки) были включены опыты, характеризующиеся различными локальными ускорениями.

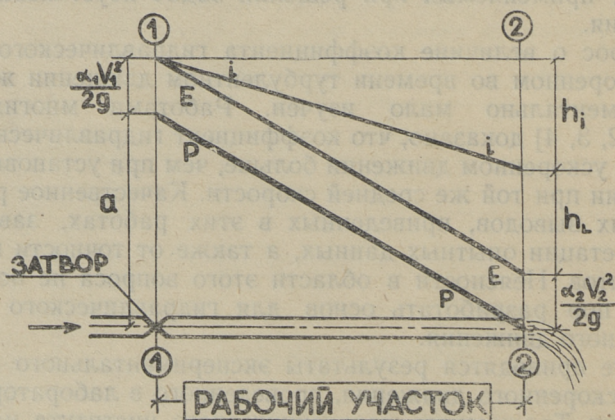
Опыты проводились: 1) с нулевой начальной скоростью ($V = 0$),

2) с некоторой начальной скоростью установившегося движения жидкости ($V \neq 0$).

Результаты экспериментов подвергались далее обработке для определения искомых зависимостей. За основу расчета нами кладется упрощенная расчетная схема, приведенная на фиг. 1. Пьезометрическая (P-P), напорная (E-E) и линия инерционного давления ($i-i$), нанесенные на эту схему отвечают некоторому определенному моменту времени t .

Линия пьезометрического напора при ускоренном во времени движении учитывает влияние инерционного напора h_i .

Полный напор в некотором сечении 1-1 затрачивается на образование напора в сечении 2-2, на рассеивание энергии, обусловленного трением (h_L) и на преодоление локальных сил инерции жидкости между сечениями 1-1 и 2-2 (фиг. 1).



Фиг. 1

Уравнение Бернулли для рабочего участка между сечениями 1-1 и 2-2 можно представить в виде

$$z_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + h_L + |h_i|. \quad (1)$$

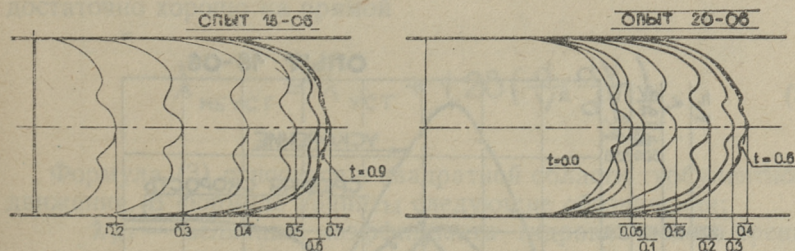
В случае горизонтального трубопровода и равномерного по пути движения вместо (1) имеем

$$\frac{\rho_1}{\gamma} = \frac{\rho_2}{\gamma} + h_e + |h_{\nu}|.$$

При ускоренном во времени движении между рассматриваемыми сечениями возникает разность давления $a = \frac{\Delta p}{\gamma}$, воспринимаемая датчиками давления. Потери напора при этом были вычислены при помощи формулы

$$a - |h_{\nu}| = h_e \quad (2)$$

Полученные эпюры распределения скоростей при ускоренном движении можно сопоставить с эпюрами при замедленном движении. В качестве примера приведен на фиг. 2 опыт 20-06. В начальный момент времени $t = 0.00$ в трубопроводе наблюдается неустановившееся движение со средней скоростью $V = 138$ см/сек. Ускорение потока приводит к местному вытягиванию эпюры по оси трубопровода с одновременным отставанием по бокам (см. фиг. 2).



Фиг. 2

К моменту $t = 0,60$ сек, когда влияние ускорения прекращалось, эпюра скоростей принимает форму, свойственную развитому турбулентному движению ($V = 220$ см/сек).

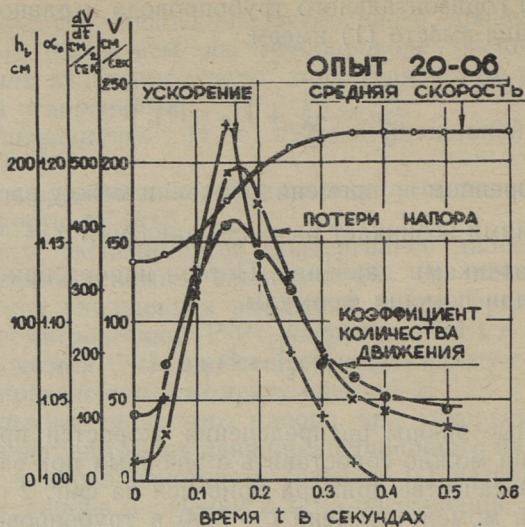
Изменения во времени интересующих нас величин в процессе эксперимента представлены на графиках (фиг. 3а и 3б), где:

V — средняя скорость в цилиндрическом трубопроводе,

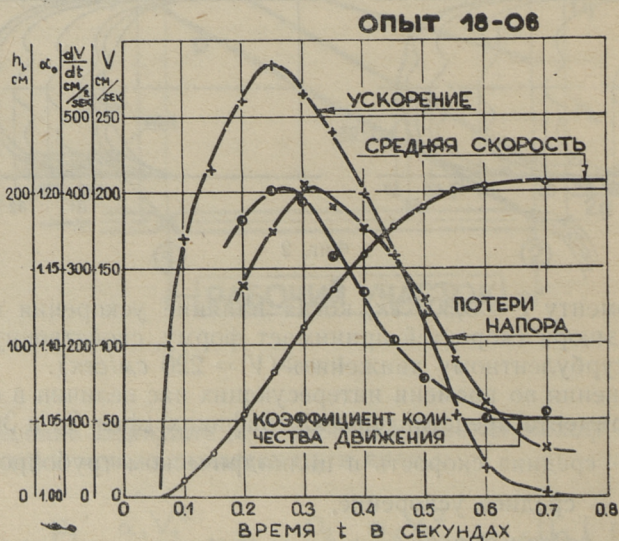
$\frac{dV}{dt}$ — среднее ускорение,

h_1 — потери напора,

α_0 — корректив количества движения.



Фиг. 3а



Фиг. 3б

Как видно из приведенных графиков, потери напора h_1 возрастают с ростом ускорения. При этом максимальное значение функции h_1 во времени отстает от максимума ускорения. Корректив количества движения α_0 при ускоренном движении больше, чем при α_0 установившемся движении при той же средней скорости. Максимум корректива количества движения α_0 при этом почти совпадает с максимумом ускорения.

При ускорении потока с начальной скоростью движения ($V \neq 0$) (опыт 20-06 фиг. 3а), величины h_1 и α_0 увеличиваются и достигают максимума. После того, как влияние ускорения прекращается, h_1 и α_0 приобретают новые численные величины, соответствующие новой средней скорости установившегося движения.

Нами доказано [5], что при замедленном движении существует зависимости

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = f\left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}\right) \quad \text{и} \quad \alpha_0 = f\left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}\right)$$

Для ускоренного движения эти зависимости представлены на графиках (фиг. 4 и 5).

Обработанные опытные точки коэффициента гидравлического трения $\lambda_{\text{НЕУСТ}}$ при ускоренном движении (фиг. 4) лежат достаточно хорошо на прямой

$$\lambda_{\text{НЕУСТ}} = \lambda_{\text{УСТ}} + 1,28 \left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \right) \quad (3)$$

Формула (3) относится к квадратной области турбулентного движения. В формуле приняты следующие обозначения:

$\lambda_{\text{УСТ}}$ — величина коэффициента гидравлического трения при установившемся движении,

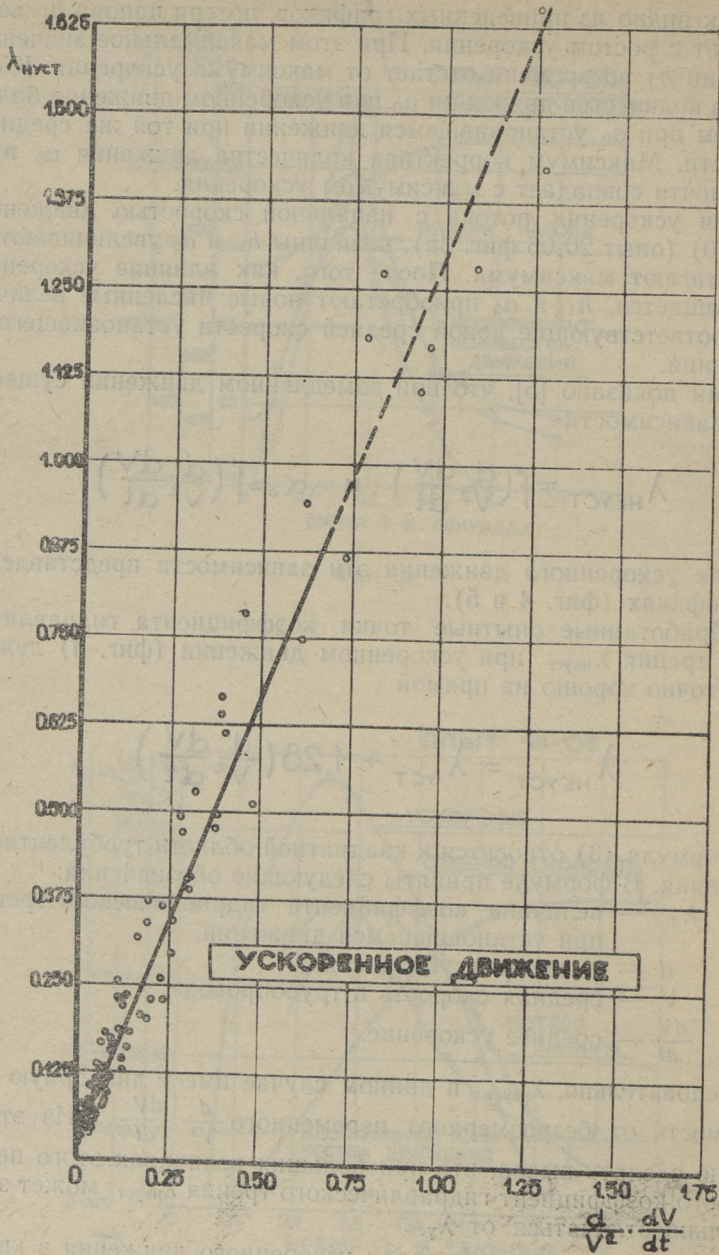
d — диаметр трубопровода,

V — средняя скорость в трубопроводе,

$\frac{dV}{dt}$ — среднее ускорение.

Следовательно, $\lambda_{\text{НЕУСТ}}$ в данном случае имеет линейную зависимость от безразмерного переменного $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$. Из этого можно сделать вывод, что при больших величинах этого переменного коэффициент гидравлического трения $\lambda_{\text{НЕУСТ}}$ может значительно отличаться от $\lambda_{\text{УСТ}}$.

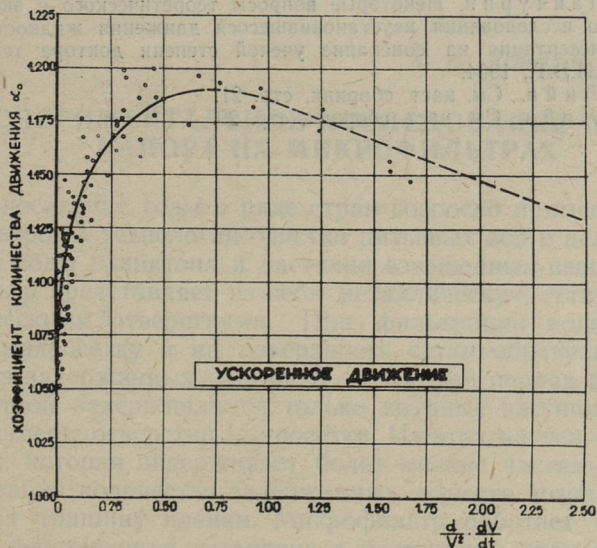
Область практических задач ускоренного движения в квадратичной области охвачена пределами изменения безразмер-



Фиг. 4

ного переменного $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$ от 0 до 0,70, чему на графике (фиг. 4) соответствует сплошная линия.

Корректив количества движения α_0 , полученный графоаналитической обработкой эпюр распределения скоростей, представлен в зависимости от переменного $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$ на фиг. 5. Опытные точки, нанесенные на график, имеют незначительный разброс (до $\pm 3\%$).



Фиг. 5

Из графика видно, что при значениях переменного $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt}$ от 0,0 до 0,50 корректив количества движения растет относительно быстро и достигает величины 1,18.

Для решения практических задач ускоренного движения в квадратичной области сопротивления при значениях $\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} < 0,70$ предлагается расчетная формула в виде:

$$\alpha_0 = 1,208 \left(\frac{d}{V^2} \frac{dV}{dt} \right)^{0,0275} \quad (4)$$

Полученные эмпирические формулы (3), (4) позволяют определить, в первом приближении, гидравлическую характеристику на протяжении всего трубопровода.

ЛИТЕРАТУРА

1. К. С. Deemer. Fluid Friction due to Unsteady Flow in Conduits. Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Science at Massachusetts I. T., 1952.
2. G. W. Daily, W. L. Hankey, R. W. Olive, J. M. Jordaan. Resistance Coefficients for Accelerated and Decelerated Flows Thorough Smooth Tubes and Orifices. Transactions of the ASME, July 1956.
3. Ли Лян-Фу. Неустановившееся движение в напорных трубопроводах гидроэлектростанций. Диссертация на соискание ученой степени кандидата наук МИСИ им. Куйбышева. М., 1960.
4. Н. А. Панчурин. Некоторые вопросы теоретического и экспериментального исследования неустановившегося движения жидкости в трубах. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук Л.И.В.Т., 1964.
5. У. Р. Лийв. См. наст. сборник, стр. 21.
6. У. Р. Лийв. См. наст. сборник, стр. 29.

Х. Я. Лонд, Л. А. Тенакс

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ НАПОРА НА МИКРОФИЛЬТРАХ

За последние годы в ряде стран возросло применение микрофильтров в технологии очистки питьевых вод с целью удаления из воды планктона и частично взвешенных веществ. Микрофильтр представляет из себя металлическую сетку с микроскопическими отверстиями. При фильтрации вода проходит через микросетку и на поверхности сетки образуется тонкий слой из задержанных частиц. В начальный период фильтрования сеткой задерживаются только крупные частицы, крупнее, чем размеры отверстий микросетки. Из этих частиц образуется пленка, которая задерживает более мелкие частицы. В ходе фильтрации количество задержанных веществ возрастает, увеличивая толщину пленки. Микрофильтр работает как непрерывно действующая установка с постоянной промывкой. Для промывки сетки от загрязнений микрофильтр оборудован постоянно работающим промывным устройством. Время накопления пленки зависит от скорости вращения фильтрующего барабана.

Таблица 1

Характеристика исследованных микросеток

Микросетки	Размеры ячеек (d_c), μ	Диаметр проволоки, μ	Число ячеек на 1 см ²	Живое сечение сетки, %
Сетка никелевая № 004	48	32	14300	35,3
Сетка фосфористой бронзы № 006	64	32	10200	40,8
Сетка никелевая № 007	79	52	5240	31,4

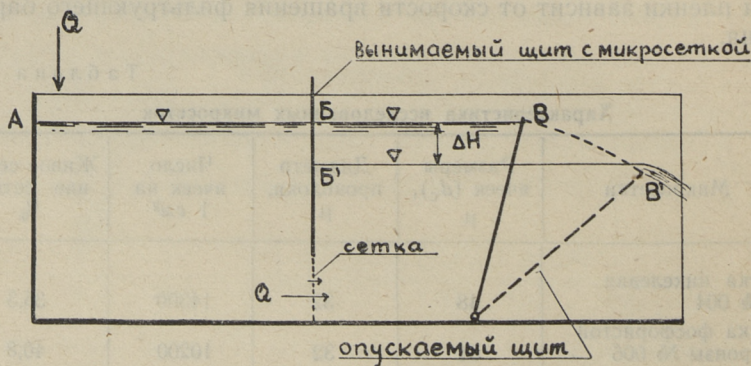
Процесс микрофльтрации при наличии пленки и его гидравлические закономерности еще мало изучены. Ясно, что эффект очистки и потеря напора зависят от закономерностей образования пленки из задержанных частиц. Однако структура пленки, в свою очередь, зависит от характера планктона и взвешенных веществ, находящихся в воде.

С целью выбора наиболее подходящих микросеток и определения условий их использования, нами были испытаны три типа микросеток с различными размерами ячеек (табл. 1).

В настоящей статье освещены результаты первого этапа экспериментальных исследований потерь напора на микросетках при протекании через них чистой воды и воды со взвесью. В последнем случае была использована планктонобогатая озерная вода, которая используется на Таллинской водоочистной станции.

В ходе образования пленки характерно, что ее гидравлическое сопротивление непрерывно возрастает. Если опытная установка питается под постоянным напором, то расход воды через микросетку непрерывно уменьшается за счет роста сопротивления, так и расход воды, что затрудняет обработку опытных данных. Поэтому в настоящей работе была использована опытная установка, работающая с изменяемым напором. Это дало возможность поддерживать расход воды через микросетку постоянным. Таким образом были получены зависимости $\Delta H = f(t)$ для разных расходов воды и при разных концентрациях взвешенных веществ для отдельных микросеток.

Экспериментальная установка была изготовлена в виде лотка шириной 17 см, глубиной 45 см и длиной 127 см (фиг. 1).



Фиг. 1. Схема экспериментальной установки

Уровни воды с двух сторон микросетки измерялись с помощью пьезометров.

В начале опыта лоток был заполнен водой до уровня $A B B$ и опускаемый щит находился в положении B . После открытия крана, подающего на установку постоянный приток Q , начинается фильтрация через микросетку. При образовании пленки из взвешенных веществ щит опускался так (положение B'), что уровень AB сохранялся в первоначальном положении. Уровень воды ($B' B'$) за микросеткой измерялся через каждые 5 секунд, что позволило определить зависимость потери напора ΔH от времени t при постоянном расходе Q . В каждом опыте определялись количество взвешенных веществ в фильтруемой воде и температура воды.

Первоначально изучалось сопротивление чистой микросетки, т. е. с пуском чистой воды, без примесей. Оказалось, что использование для этой цели воды из городского водопровода невозможно, так как эта вода не является достаточно чистой. Через несколько минут на поверхности микросетки образовался тонкий слой из задержанных твердых частиц и сопротивление непрерывно возрастало.

Следующие серии опытов были проведены с дистиллированной водой. Следует отметить, что в начале опыта при проходе воды через микросетку потеря напора ΔH очень быстро стабилизируется (менее 5 сек) и в дальнейшем остается постоянной. Опытные данные обрабатывались по следующей методике. Определялся коэффициент сопротивления по формуле:

$$\xi = \frac{2g\Delta H}{W^2}, \quad (1)$$

где ΔH — потеря напора на микросетке [см],
 g — ускорение силы тяжести [см/сек²],
 W — скорость подхода воды, т. е. скорость, отнесенная к полной поверхности сетки [см/сек].

Далее определялось число Рейнольдса

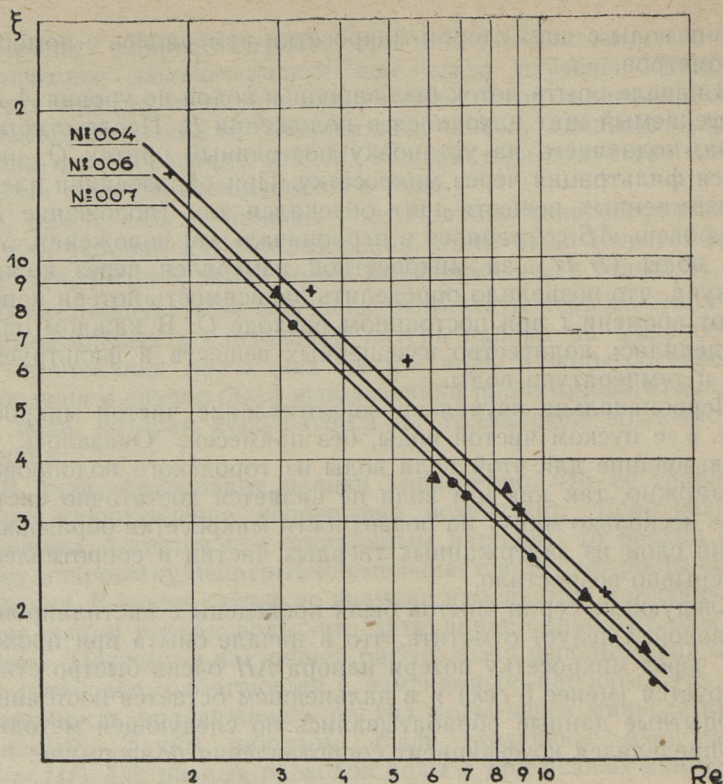
$$Re = \frac{W d_c}{\nu}, \quad (2)$$

где d_c — размер ячейки [см],
 ν — кинематический коэффициент вязкости [см²/сек].

Опытами установлено, что сопротивление чистой сетки отвечает ламинарному режиму движения. Получена закономерность (фиг. 2).

$$\xi = \frac{K}{Re}. \quad (3)$$

Коэффициент K в формуле (3) получился разным для отдельных сеток. Повидимому этот коэффициент зависит от раз-



Фиг. 2. Сопротивление чистой микросетки в зависимости от числа Рейнольдса

меров ячейки и от ее геометрического оформления. Коэффициент K определяется формулой

$$K = \frac{2g \Delta H \bar{d}_c}{W_v} \quad (4)$$

Очевидно, что при образовании пленки на поверхности микросетки ламинарный режим сохраняется и уравнение (3) остается в силе, но коэффициент K зависит от характера пленки и растет с ростом пленки. Поскольку невозможно определить диаметр отверстия в пленке, нами была исследована величина $\frac{\Delta H}{W_v}$, пропорциональная коэффициенту K .

Величины K и $\frac{\Delta H}{W_v}$ для чистых микросеток приведены в таблице 2.

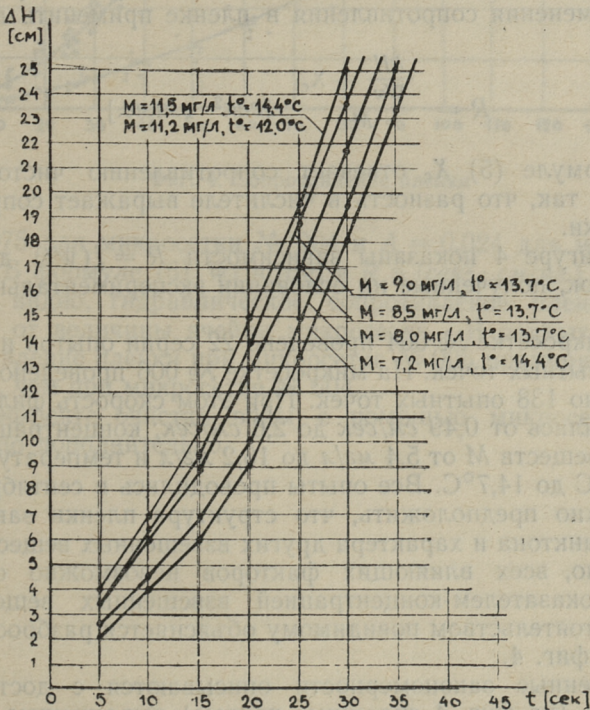
Номер микросетки	K	$X_c = \frac{\Delta H}{Wv} [(сек^2/см^2)]$
№ 004	273	34,8
№ 006	240	19,3
№ 007	237	17,2

В дальнейшем изучалось сопротивление микросетки при пропуске озерной воды. Опытами первоначально установлены зависимости $\Delta H = f(t)$.

На фиг. 3 в качестве примера изображены кривые, снятые на экспериментальной установке.

$$Q = 0,514 [л/сек]$$

$$W = 2,5 [см/сек]$$



Фиг. 3. Потери напора на микросетке № 004 в зависимости от времени при различных количествах взвешенных веществ M и температурах t°

На основании зависимостей $\Delta H = f(t)$ подсчитаны величины $\frac{\Delta H}{W_v}$ для разных расходов, при различных температурах и количествах взвешенных веществ. Анализ результатов, полученных с разными расходами, показал, что у одной и той же микросетки ее сопротивление растет с объемом воды Qt , прошедшего через сетку. Для обработки экспериментальных данных было целесообразно редуцировать этот объем воды на единицу площади микросетки F , приняв за переменную величину Wt (имеющую размерность длины). Для каждой кривой $\Delta H = f(t)$ был составлен график в новых координатах $\frac{\Delta H}{W_v} = f(Wt)$.

Как видно из фиг. 3, на изменение ΔH оказывает влияние количество взвешенных веществ (M) в фильтруемой воде. Анализ опытных данных показал, что потери напора в равных условиях приблизительно пропорциональны концентрации взвешенных веществ. Это обстоятельство позволило для охарактеризования изменения сопротивления в пленке применить величину

$$R = \frac{\frac{\Delta H}{W_v} - X_c}{M} \quad [\text{сек}^2 \cdot \text{см}/\text{мг.}] \quad (5)$$

В формуле (5) X_c отвечает сопротивлению чистой сетки (табл. 2) так, что разность в числителе выражает сопротивление пленки.

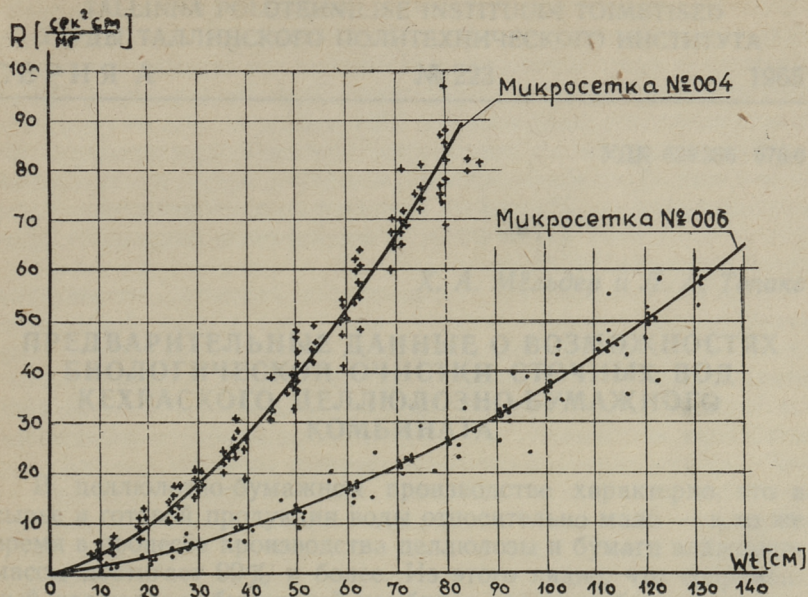
На фигуре 4 показаны зависимости $R = f(Wt)$ для двух микросеток, полученные на основании экспериментальных данных.

На микросетке № 004 проведено 22 серии опытов и получено 192 опытных точек. На микросетке № 006 проведено 9 серий и получено 138 опытных точек. При этом скорость фильтрации W изменялась от 0,49 см/сек до 2,6 см/сек; концентрация взвешенных веществ M от 5,4 мг/л до 16,2 мг/л и температура воды t° от 12°C до 14,7°C. Все опыты проводились в сентябре месяце. Можно предположить, что структура пленки зависит от видов планктона и характера других взвешенных веществ. Следовательно, всех влияющих факторов невозможно охватить одним показателем-концентрацией взвешенных веществ M . Этим обстоятельством повидимому объясняется разбросанность точек на фиг. 4.

Полученные закономерности описываются с достаточной точностью (на фиг. 4 сплошные кривые) выражением

$$R = A \cdot (Wt)^n, \quad (6)$$

где показатель степени $n = 1,6$ для обеих сеток и коэффициент



Фиг. 4. Сопротивление пленки

$A = 0,075$ для микросетки № 004 и $A = 0,024$ для микросетки № 006. В формуле (6) Wt в $[\text{см}]$ и R в $[\text{сек}^2 \cdot \text{см}/\text{мг.}]$

Как видно, гидравлическое сопротивление пленки сильно зависит от величины ячейки микросетки. В равных условиях сопротивление пленки при микросетке № 006 примерно в 3 раза меньше, чем при микросетке № 004.

Об эффекте очистки воды с помощью микросетки будет сообщено дополнительно.

УДК 628.356 : 676.0

Х. А. Мельдер и Л. А. Тенакс

ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЕ ДАННЫЕ О ВОЗМОЖНОСТЯХ БИОЛОГИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД КЕХРАСКОГО ЦЕЛЛЮЛОЗНО-БУМАЖНОГО КОМБИНАТА

В целлюлозно-бумажном производстве характерно, что в сырье и готовой продукции воды относительно мало — в то же время в процессе производства целлюлозы и бумаги влажность массы достигает 99% и более. Из этого видно, что современный целлюлозно-бумажный комбинат является большим водопотребителем и одновременно источником большого количества сточных вод. В частности можно отметить, что Кехраский ЦБК (вместе с ТЭС) в конце 1963 года израсходовал более 400 м³ воды на 1 тонну сульфатной целлюлозы. Источником воды для Кехраского ЦБК является сравнительно маломощная река Ягала, туда же сбрасываются все сточные воды, которые предварительно очищаются от волокна на сеточных фильтрах и в прудах-отстойниках. Дурнопахнущие сточные воды подвергаются хлорированию. В будущем намечено хлорирование заменить озонированием. Вышеуказанные мероприятия по очистке сточных вод являются недостаточными и в результате река Ягала ниже спуска стоков комбината крайне загрязнена. В связи с расширением Кехраского ЦБК разрабатывается более совершенная схема очистки сточных вод. Учитывая требования санитарных норм, необходима полная биологическая очистка сточных вод Кехраского ЦБК перед их спуском в реку.

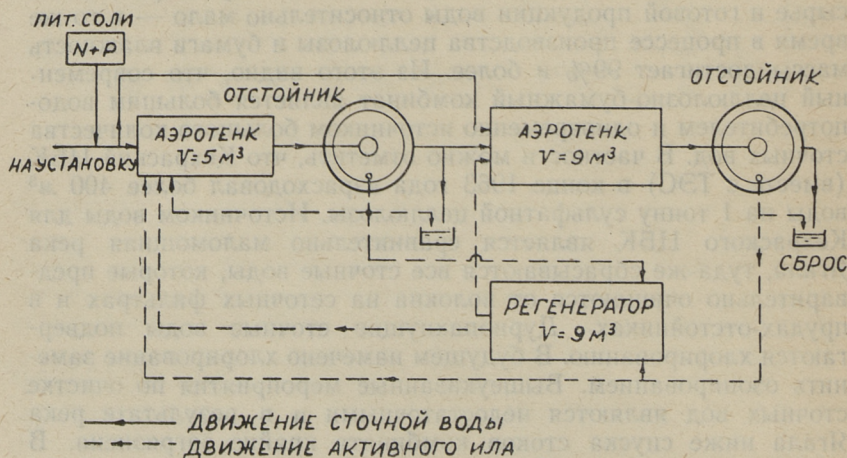
Вопросы биологической очистки сточных вод изучаются интенсивно многими научно-исследовательскими институтами как в Советском Союзе, так и за рубежом.

В области исследования биологической очистки сточных вод целлюлознобумажной промышленности у нас работает главным образом лаборатория производственных вод Всесоюзного научно-исследовательского института целлюлозной и бумажной промышленности (ВНИИБ) под руководством к. т. н.

Л. А. Мазинга. До настоящего времени исследования ограничивались работами на лабораторных и полупроизводственных аэротенках при Светогорском ЦБК, так как строительство первых производственных сооружений (при Жидачевском ЦБК) было завершено лишь к концу 1964 года.

В зависимости от технологии, сточные воды предприятий целлюлозно-бумажной промышленности могут иметь весьма разный характер. Например, концентрация сточных вод сульфат-целлюлозных комбинатов, кроме прочего, зависит от процента регенерации щелоков.

Учитывая изложенное, а также обстоятельство, что очистка сточных вод методом активного ила имеет к настоящему времени множество модификаций, было решено в ходе проектирования очистных сооружений Кехраского ЦБК произвести опыты по биологической очистке вод в полупроизводственном масштабе при комбинате с целью выяснения наиболее рациональной схемы очистки в данных конкретных условиях.



Фиг. 1. Принципиальная схема полупроизводственной опытной установки

С этой целью была запроектирована и смонтирована полупроизводственная установка по биологической очистке сточных вод в аэротенках. Установка (см. фиг. 1) состоит из двух аэротенков объемом 5,0 и 9,0 м³, а также регенератора объемом 9,0 м³. Рабочая высота всех аэротенков принята 2,0 м. При выборе системы аэрации было учтено, что некоторые аэраторы (фильтросы, дырчатые трубы, аэраторы типа «крыпный пузырь» и турбинные аэраторы) уже изучаются ВНИИБ-ом на опытной установке при Светогорском ЦБК. Желая расширить

и продолжить начатую работу, нами была выбрана низконапорная система аэрации в виде дырчатых труб, которые погружены в жидкость на глубину 0,6 метра. Диаметр отверстий равен 2 мм, расстояние между ними 15 мм, и расположены они снизу по обе стороны труб в шахматном порядке под углом 30° к горизонту. Воздухораспределительная система выполнена из нержавеющей стали (трубы $D = 50$ мм). В дальнейшем описанная воздухораспределительная система была заменена другой, с большими отверстиями.

Кроме аэротенков в установку входят два вторичных отстойника вертикального типа диаметром 1,6 метра. Высота проточной части первого отстойника — 1,35 м, второго — 2,8 м. Угол конуса днища к горизонту принят — 45°.

Аэротенки и вторичные отстойники расположены так, что возможна параллельная, а также последовательная работа аэротенков с регенерацией и без нее. Имеется возможность использовать один из аэротенков в виде преаэратора.

Так как сточные воды целлюлозно-бумажного производства не содержат достаточного количества биогенных элементов (азот и фосфор), то для нормального хода процесса биохимического окисления предусмотрена добавка их в поступающую сточную воду. Азот добавляется в виде технического сульфата аммония — $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ и фосфор в виде тринатрийфосфата — Na_3PO_4 . Для дозировки реагентов оборудован питательный бак, емкостью в 100 литров. Раствор солей вытекает из бака под постоянным напором.

Воздух подается в аэротенки 2 вентиляторами высокого давления типа ВВД № 8, которые соединены последовательно для получения большего напора. Суммарный напор на выходе II ступени 1000—1100 мм вод. ст.

Сточная вода по отдельным сооружениям протекает самоотеком, возвратный активный ил перекачивается насосами типа 1 $\frac{1}{2}$ К — 6.

Установка снабжена следующими приборами для замера расходов сточной воды, активного ила и воздуха:

1. Расход поступающей воды измеряется треугольным водосливом с острой кромкой, установленным на подающем лотке.
2. Для измерения расхода воздуха, подаваемого в каждый аэротенк, применяются двойные диафрагмы с U-образными дифманометрами, которые позволяют регулировать расход в достаточно широких пределах.
3. Расходы возвратного активного ила и питательных солей измеряются объемным способом.

Монтаж опытной установки был в основном закончен в 1964 г. Перед пуском было проведено изучение гидравличе-

ского режима циркуляции жидкости внутри аэротенка. Аэротенк, объемом 9 м^3 , наполненный чистой речной водой, продувался воздухом. Интенсивность аэрации была принята 40 м^3 на 1 м^3 жидкости в аэротенке, при заглублении аэратора на $0,6 \text{ м}$ ниже уровня воды. Одновременно гидрометрической вертушкой измеряли скорость циркуляции воды в различных точках. Опыты проводились параллельно с перегородкой и без нее с целью выявления влияния перегородки на донные скорости и на величину так называемого «неаэрируемого ядра». Влияние перегородки на гидравлический режим аэротенка изучено Фишерстремом [1], Ганчарчиком [2] и Мишуковым [3]. Первый из них советует использовать перегородку для предотвращения возникновения «неаэрируемого ядра». Ганчарчик определил, что перегородка влияет на условия циркуляции в аэротенке по-разному, в зависимости от глубины аэратора. Только при глубине аэратора 800 мм перегородка явно полезна. При меньших глубинах влияние перегородки уменьшается и зависит также от интенсивности аэрации. Например, при заглублении аэратора на 600 мм — перегородка оказывает неблагоприятное влияние. Б. Г. Мишуков (ЛИСИ), исследуя аэратор, погруженный на глубину — 450 мм , пришел к выводу, что перегородка несколько стесняет живое сечение циркулирующего потока, однако расход жидкости в потоке остается практически неизменным как при перегородке, так и без нее.

Величина донных скоростей имеет большое значение в предотвращении осаждения активного ила в процессе аэрации, а также в начале аэрации при взмучивании осадка.

Полученные нами результаты показывают, что скорость циркуляции жидкости около дна аэротенка практически одинакова как в системе с перегородкой, так и без нее и составляет $0,4—0,5 \text{ м/сек}$ при вышеуказанной интенсивности аэрации.

В отношении размеров области небольших скоростей ($V < 0,1 \text{ м/сек}$) в центре аэротенка были также получены сходные результаты в обеих схемах.

Из этого можно сделать предварительный вывод, что в данных условиях перегородка не улучшает гидравлический режим в аэротенке. Однако это положение следует еще проверить в работе с натуральным стоком в смеси с активным илом и при других интенсивностях аэрации.

Необходимо еще отметить, что равномерность распределения воздуха системой аэрации зависит от горизонтальности аэратора. Только при его строго горизонтальном положении можно достигнуть равных условий циркуляции в различных точках аэротенка. В нашем первом опыте, где из-за некачественного монтажа одна сторона аэратора была на 2 см выше другой, в

результате распределение воздуха, а также циркулирующий поток получились настолько неравномерными, что создались кроме неаэрируемого ядра зоны с нулевыми скоростями. После поправки в горизонтальности аэратора условия циркуляции значительно улучшились.

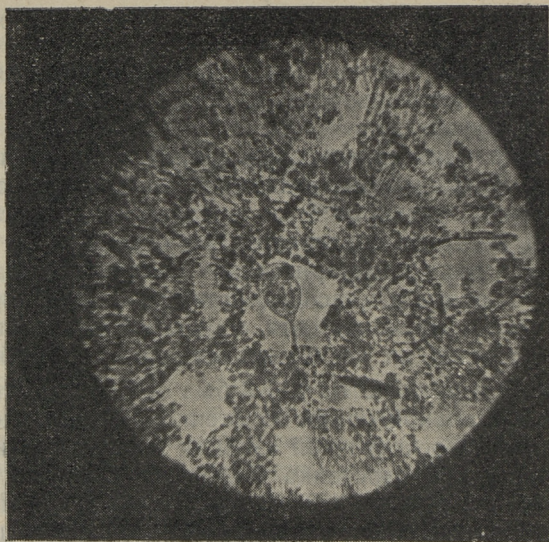
После гидравлических исследований приступили к пуску установки и наращиванию активного ила. В процессе в качестве очищаемой жидкости была использована смесь волоконсодержащей воды из сортировочного отдела и из бумажной фабрики, которая предварительно очищалась на фильтре «Вако», а затем подавалась на установку. При первоначальном заполнении аэротенка для получения активного ила использовали донный ил из прудов-отстойников комбината.

Донный ил в количестве 100 л был залит в аэротенк, объемом 5,0 м³. Остальной объем аэротенка был заполнен сточной водой. После четырехсуточной аэрации смеси в статических условиях содержимое аэротенка было перекачено в отстойник, где отстаивалось в течение 2 часов. Затем осадок был направлен обратно в аэротенк, а отстоенная жидкость спущена в канализацию. Аэротенк был заполнен свежей сточной водой с добавкой питательных солей и смесь аэрировали в течение суток. В дальнейшем эти операции повторялись ежедневно в течение трех недель.

Процесс образования активного ила протекал следующим образом: через четверо суток в иле появились простейшие в виде свободноплавающих и прикрепленных форм цилиат, а также мелкие подвижные палочки. Можно было обнаружить мелкие рыхлые хлопья ила и волокно.

В следующие дни количество ила в системе стало увеличиваться и через 10 дней доза ила достигла величины 0,25 г/л. Далее доза ила начала уменьшаться, очевидно из-за малой нагрузки на ил. В связи с этим через три недели после начала опытов аэротенк был пущен на проточный режим с постепенным увеличением расхода без сброса ила. Весь ил из отстойника периодически (через 1—2 часа) перекачивался в аэротенк. В результате возобновился прирост активного ила. Характерно, что хотя установка работала на волоконсодержащих стоках, прироста волокна в аэротенке не наблюдалось. Это лишний раз подтверждает теорию о разрушении волокна в процессе аэрации [4].

Простейшие в активном иле присутствовали постоянно, однако временами происходило увеличение количества то одних, то других форм. Нитчатых бактерий и грибов за описанный период не наблюдалось. Ил коричневого цвета, без запаха. Примерная структура ила показана на фиг. 2. Как можно заме-



Фиг. 2. Микрофотография активного ила (увеличение 110 раз)

тять, ил в основном рыхлый и хлопки мелкие. Иловый индекс ~ 200 *мл/г*, при средней дозе ила в аэротенке $1,5$ *г/л*. Рыхлое состояние ила и высокий индекс видимо объясняются тем, что из-за недостаточного уклона дна вторичного отстойника ил не сползал к всасывающей трубе илового насоса и происходило его частичное загнивание. Этот недостаток был ликвидирован установкой скребка с ручным приводом во вторичный отстойник.

В работе с натуральным стоком наблюдалось засорение отверстий воздухораспределительных дырчатых труб в аэротенке. Это явление было периодическое — примерно через 8—12 дней, в зависимости от дозы ила. При большей дозе отверстия засорялись скорее.

Наблюдения подтвердили выдвинутое Б. Г. Мишуковым (кафедра канализации ЛИСИ) предположение, что засорение происходит из-за высыхания активного ила на стенках труб внутри аэратора во время аэрации. Высохший ил образует комочки, которые и засоряют отверстия выхода воздуха.

На основании изложенного было решено увеличить отверстия дырчатых труб, что улучшило работу аэратора. Засоряемость можно уменьшить и эксплуатационным мероприятием — периодическим кратковременным выключением аэрации (несколько раз в сутки), в результате чего аэратор наполняется

жидкостью, которая растворяет высохшие комочки ила. При включении аэрации воздух выдавливает растворенные комочки вместе с жидкостью из аэратора.

Об эффекте биологической очистки на описанной установке будет сообщено дополнительно.

ЛИТЕРАТУРА

1. N. C. Fischerström. Low Pressure Aeration of Water and Sewage. Journal of the Sanit. Engng. Div., SA — 5, Sept. 1960.
2. Jerzy Ganczarczyk, Jan Suschka. Doswiadczenia pol-techniczne nad napowietrzaniem sciekow Wedlug systemu Inka. Gaz, woda i technika sanitarna, 1961, Nr. 6.
3. Б. Г. Мишук ов. Очистка сточных вод Ленмолкомбината в аэротенках системы Инка. В сб. докл. на XXI научно-техн. конф. ЛИСИ, 1963.
4. М. А. Ломова. Разложение целлюлозного волокна в процессе биологической очистки сточных вод целлюлозного производства. В трудах ВНИИБ, № 48, 1962.

Х. А. Тибар

О ВОЗМОЖНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ КЕРАМИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА В ДВУХСЛОЙНЫХ СКОРЫХ ФИЛЬТРАХ

При выборе фильтрующего материала скорых фильтров исходят из его технических свойств, а также стоимости и возможности получения в районе фильтровальной станции.

В практике городского водоснабжения СССР в верхнем слое двухслойных фильтров используют антрацитную крошку или активный уголь.

В целях выяснения местных дешевых фильтрующих материалов в лаборатории санитарной техники Таллинского политехнического института был проведен ряд опытов с применением керамической крошки, изготовленной из трех разных строительных материалов Таллинского завода строительной керамики:

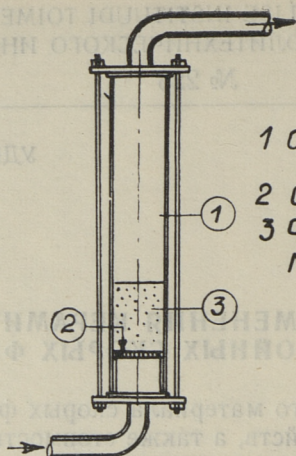
- а) обыкновенный пустотелый кирпич,
- б) фасадный пустотелый кирпич,
- в) метлахские плитки.

Из вышеуказанных строительных материалов была изготовлена керамическая крошка с определенным гранулометрическим составом, причем в ходе экспериментального исследования определялись:

- а) стойкость на истирание и измельчение керамической крошки,
- б) возможные пределы диаметра зерен крошки,
- в) потери напора и сопротивление песчано-керамической загрузки фильтра при фильтрационном режиме,
- г) потери напора, сопротивление, а также расширение песчано-керамической загрузки фильтра при его промывке.

Следует отметить, что в лабораторных условиях не оказалось возможным определить грязеемкость керамической крошки. По этой причине настоящую работу следует считать первым этапом исследования керамического фильтрующего материала.

Для определения стойкости керамической крошки на истирание и измельчение были проведены специальные опыты, при



- 1 СТЕКЛЯННАЯ ТРУБА
- 2 СИТО
- 3 ФИЛЬТРУЮЩИИ МАТЕРИАЛ

Фиг. 1

которых для фильтрующего материала создали условия, аналогичные режиму промывки фильтров. Указанные опыты проводились в вертикальной стеклянной трубке диаметром $d = 10$ см. (фиг. 1). Испытуемый материал после тщательного прополаскивания для удаления поверхностной пыли, высушивания до постоянного веса и взвешивания загружался в трубку. После продолжительного режима промывки в течение 50 часов с постоянным расширением ($e = 50\%$) материал снова высушивался до постоянного веса и взвешивался.

Унос материала относительно начального веса керамической крошки при указанной методике испытания составлял для обыкновенного пустотелого кирпича — $3,5\%$, для фасадного пустотелого кирпича — $1,1\%$ и для метлахских плиток — $0,6\%$.

Время испытывания материала в трубке в условиях наших опытов (50 часов) соответствует при нормальном цикле фильтрования и при нормированном времени промывки скорых двухслойных фильтров шестимесячной продолжительности эксплуатации фильтра. На этом основании можно полагать, что эксплуатационный одногодичный унос керамической загрузки фильтра, изготовленной из обыкновенного пустотелого кирпича, составляет 7% .

Наблюдения Ю. Б. Балозкого [1] показывают, что эксплуатационный одногодичный унос антрацитовой загрузки составляет 14% . Следовательно, стойкость керамической крошки на истирание и измельчение весьма значительна по сравнению со стойкостью антрацитовой крошки.

Объемный вес керамического материала (обыкновенного

пустотелого кирпича $\gamma = 2,06$; фасадного пустотелого кирпича $\gamma = 2,11$; метлахских плиток $\gamma = 2,28$) весьма значителен по сравнению с объемным весом антрацита или активного угля ($\gamma = 1,65$). По этой причине технические условия использования антрацитовой крошки в двухслойных фильтрах не применимы в случае керамической крошки. Смешивание разных фильтрующих материалов на границе слоев при промывке фильтра не происходит только в том случае, когда соотношения фракций песка и керамической крошки выбрано правильно.

В СНИП, II-Г. 3-62 при двухслойной загрузке предусматривается для кварцевого песка: пределы диаметра зерен 0,5—1,2 мм; эквивалентный диаметр 0,8 мм; для антрацита: пределы диаметра зерен 0,8—1,8 мм; эквивалентный диаметр 1,1 мм.

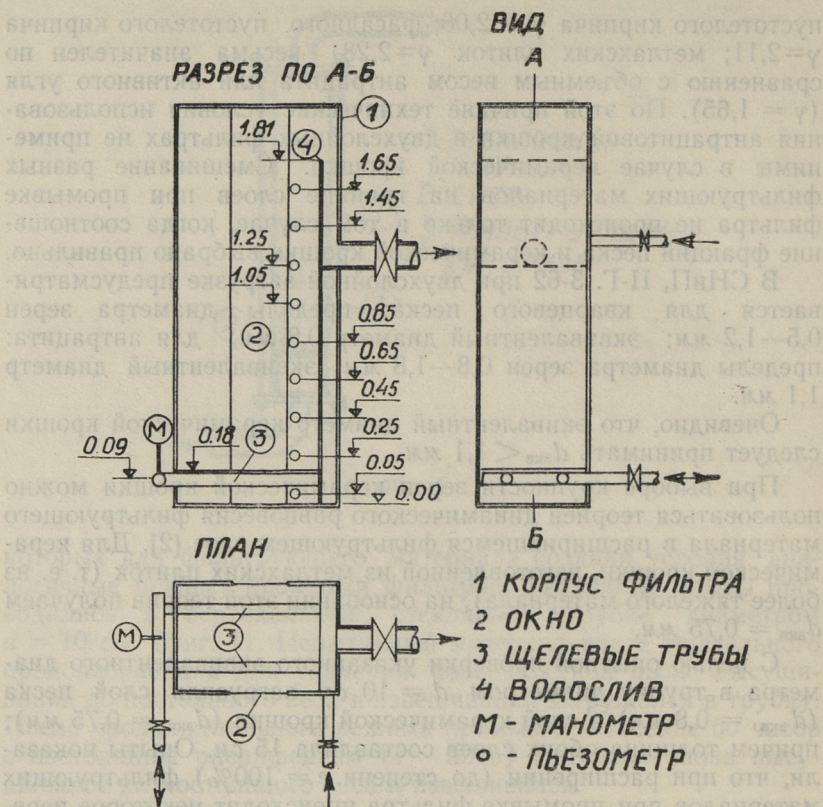
Очевидно, что эквивалентный диаметр керамической крошки следует принимать $d_{\text{экв}} < 1,1$ мм.

При выборе крупности зерен керамической крошки можно пользоваться теорией динамического равновесия фильтрующего материала в расширившемся фильтрующем слое [2]. Для керамической крошки, изготовленной из метлахских плиток (т. е. из более тяжелого материала), на основании этой теории получаем $d_{\text{экв}} = 0,75$ мм.

С целью опытной проверки указанного эквивалентного диаметра в трубку диаметром $d = 10$ см загрузили слой песка ($d_{\text{экв}} = 0,8$ мм) и слой керамической крошки ($d_{\text{экв}} = 0,75$ мм), причем толщина обоих слоев составляла 15 см. Опыты показали, что при расширении (до степени $e = 100\%$) фильтрующих материалов при промывке фильтра происходит некоторое перемешивание кварцевого песка и керамической крошки только на границе слоев (на глубине в 2—3 см). Локальное перемешивание в отмеченных пределах следует считать нормальным и можно утверждать, что принципиально при указанной крупности зерен гидравлическое сортирование разных материалов после промывки происходит.

Для определения потерь напора, сопротивления и расширения песчано-керамической загрузки фильтра при фильтрационном режиме и при промывке его был изготовлен опытный фильтр с поперечным сечением фильтрующего слоя $0,45$ м² (фиг. 2). Для отвода профильтрованной воды и в целях равномерного распределения промывной воды по площади фильтра использовалась дренажная система из двух щелевых труб с гравийным (5—25 мм) поддерживающим слоем толщиной в 18 см. Винипластовые щелевые трубы диаметром $\varnothing 41$ мм имели 50 щелей шириной 0,4 мм.

Производились следующие серии опытов:

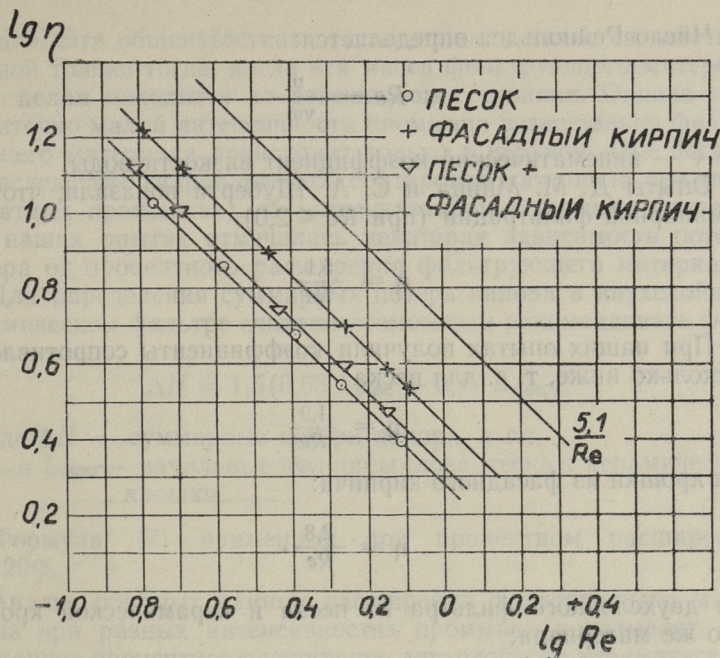


Фиг. 2

- 1) песок — слой толщиной 27 см,
- 2) песок — слой толщиной 50 см,
- 3) крошка из метлаха — слой толщиной 27 см,
- 4) крошка из метлаха — слой толщиной 50 см,
- 5) крошка из фасадного кирпича — слой 50 см,
- 6) песок + крошка из метлаха — слой 50 + 50 см,
- 7) песок + крошка из фасадного кирпича — слой 50 + 50 см.

При каждой опытной серии определялись расход фильтрата и промывной воды, а также пьезометрические напоры в слоях фильтра. Кроме того при промывке фильтра определялось процентное расширение фильтрующего слоя и визуально наблюдалось перемешивание разных фильтрующих материалов.

Результаты опытов позволили сделать некоторые выводы



Фиг. 3

относительно возможностей использования керамического материала в двухслойных фильтрах.

А. Зависимость фильтрационного сопротивления от числа Рейнольдса представлена на фиг. 3 в виде графика $\lg \eta = f(\lg Re)$, построенного на основе наших опытных данных.

Коэффициент фильтрационного сопротивления по общеизвестной теории фильтрации [3] выражается:

$$\eta = \frac{P}{L} \frac{m^3}{\rho \omega v^2}, \quad (1)$$

где $\frac{P}{L}$ — потеря напора, отнесенная к длине зернистого слоя,

v — скорость фильтрации,

ρ — плотность воды,

m — пористость фильтрующего слоя,

$\omega = \alpha \frac{6(1-m)}{d_{\text{ЭКВ}}}$ — суммарная площадь зерен в

единице объема фильтрующего слоя,

$d_{\text{ЭКВ}}$ — эквивалентный диаметр зерен,

α — коэффициент формы зерен.

Число Рейнольдса определяется:

$$Re = \frac{v}{\nu \omega} \quad (2)$$

где ν — кинематический коэффициент вязкости воды.

Опыты Д. М. Минца и С. А. Шуберта показали, что при ламинарной фильтрации (при $Re \leq 2,0$)

$$\eta = \frac{5,1}{Re} \quad (3)$$

При наших опытах получили коэффициенты сопротивления несколько ниже, т. е. для песка

$$\eta = \frac{1,9}{Re} \quad (4)$$

для крошки из фасадного кирпича:

$$\eta = \frac{2,8}{Re}, \quad (5)$$

для двухслойного фильтра из песка и керамической крошки того же материала:

$$\eta = \frac{2,2}{Re}. \quad (6)$$

На основе опытов можно считать, что среднее фильтрационное сопротивление двухслойного песчано-керамического фильтра практически равняется сопротивлению кварцевого однослойного фильтра (при равных условиях работы и равных толщинах слоя). Отклонения наших коэффициентов сопротивления от коэффициентов, полученных по формуле (3), вызваны разными значениями пористости, а также тем, что при наших опытах происходило многократное гидравлическое сортирование фильтрующего материала, при котором мелкие фракции были подняты вверх. Следует отметить, что при указанных опытах коэффициент сопротивления фильтра может увеличиваться в течение одной серии опытов по мере загрязнения фильтрующего слоя. Во избежание этого, т. е. для сохранения начальных потерь напора производились регулярные промывки фильтра после каждого опыта.

Б. Распределение давления в слоях фильтра в условиях промывного режима является практически линейным, при этом гидравлический уклон зависит от качественных характеристик (пористости) фильтрующего материала.

Принципиально суммарные потери напора в фильтрующем слое не зависят от процентного расширения фильтрующего ма-

териала. Эта общеизвестная закономерность является действительной только тогда, когда вся масса фильтрующего материала в целом находится во взвешенном состоянии. Однако при достаточно малой интенсивности промывки взвешивание фильтрующего материала происходит только в верхнем слое фильтра (вследствие гидравлической сортировки материала при многократных промывках). В вышеуказанном состоянии фильтра при наших опытах отмечалась некоторая зависимость потерь напора от процентного расширения фильтрующего материала.

Для определения суммарных потерь напора в двухслойном керамическом фильтре считаем возможным рекомендовать формулу:

$$\Delta H = 1,5(0,63 L_{\text{опес}} + 0,37 L_{\text{окер}}), \quad (7)$$

где ΔH — суммарные потери напора, в см,
 $L_{\text{опес}}$ и $L_{\text{окер}}$ — начальные толщины слоев песка и керамической крошки.

Формула (7) применима при процентном расширении $e > 20\%$.

Анализ опытных данных расширения фильтрующего материала при разных интенсивностях промывки показывает, что суммарное процентное расширение двухслойного керамического фильтра на 10% превышает расширение однослойного кварцевого фильтра при равной интенсивности промывки (и при равных толщинах слоя).

При этом для определения процентного расширения песка можно рекомендовать формулу:

$$e = 1,47(\omega - 6,4)^{1,2}, \quad (8)$$

где e — расширение фильтрующего слоя в процентах от начальной толщины слоя,

ω — интенсивность промывки, в л/сек.м².

Формула (8) применима при нормальном гранулометрическом составе песка (СНиП II-Г. 3-62), температуре воды 10—20°C и интенсивности промывки в пределах $\omega = 8—30$ л/сек.м².

Коэффициент сопротивления промывки по формуле (1)

$$\eta = \frac{P}{L} \frac{m^3}{\rho \omega v^2}$$

при двухслойной керамической загрузке фильтра несколько превышает коэффициент сопротивления двухслойной антрацитовой загрузки. По этой причине необходимая интенсивность промывки двухслойной керамической загрузки на 10—20% пре-

вышает необходимую интенсивность промывки двухслойной антрацитовой загрузки.

Для определения коэффициента сопротивления двухслойной песчано-керамической загрузки можно рекомендовать формулу:

$$\eta = \frac{2,32}{Re^{0,82}} \quad (9)$$

где Re определяется по формуле (2).

ЛИТЕРАТУРА

1. Ю. Б. Балочный. Опыт устройства и эксплуатации двухслойных фильтров. Городское Хозяйство Москвы № 8, 1962 г.
2. В. А. Клячко, И. Э. Апельцин. Подготовка воды для промышленного и городского водоснабжения. Госстройиздат, 1962.
3. Д. М. Минц, С. А. Шуберт. Фильтры АКХ и расчеты промывки сорных фильтров. Издат. Мин. КХ. РСФСР, 1951.

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
1. А. М. Айтсам, Л. Л. Пааль, У. Р. Лийв. Расчет неустановившегося напорного движения несжимаемой жидкости в жестких цилиндрических трубопроводах	3
2. У. Р. Лийв. О потерях напора при неустановившемся движении жидкости в жестких напорных трубопроводах	21
3. У. Р. Лийв. О гидравлических закономерностях при замедленном движении жидкости в напорном цилиндрическом трубопроводе	29
4. У. Р. Лийв. О гидравлических закономерностях при ускоренном движении жидкости в напорном цилиндрическом трубопроводе	43
5. Х. Я. Лонд, Л. А. Тепакс. Экспериментальное исследование потерь напора на микрочувствительных фильтрах	51
6. Х. А. Мельдер, Л. А. Тепакс. Предварительные данные о возможностях биологической очистки сточных вод Кехраского целлюлозно-бумажного комбината	59
7. Х. А. Тибар. О возможности применения керамического материала в двухслойных скорых фильтрах	67



СБОРНИК СТАТЕЙ
ПО САНИТАРНОЙ ТЕХНИКЕ II
Таллинский политехнический институт

Редактор А. Айтсам

Технический редактор Я. Мыттус

Корректор Л. Лоопер

Сдано в набор 3 VII 1965. Подписано к печати
7. X 1965. Бумага 60×90 1/16. Печатных
листов 4,75. Учетно-издательских листов 3,3.
Тираж 500 экз. МВ 08965. Заказ № 6383.

Типография «Коммунист», Таллин, ул. Пикк, 2.

Цена 23 коп.

Цена 23 коп.