

РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ГАСИТЕЛЯ ЭНЕРГИИ УСКОРЕННОГО ПОТОКА ЖИДКОСТИ

© 2007 М.А. Гимадиев

Самарский государственный аэрокосмический университет

Предложены гаситель энергии ускоренного потока жидкости в трубопроводных магистралях технологических установок и методика расчета его гидродинамических характеристик. На основе разработанной математической модели и гидродинамических характеристик, представленных в относительных параметрах, излагается методика выбора конструктивных параметров гасителя, при которых скорость потока жидкости в трубопроводной магистрали на выходе из гасителя не превышает заданной величины.

Одной из острых проблем, возникающих при эксплуатации трубопроводных магистралей технологических установок, является снижение гидродинамических нагрузок в изгибах трубопроводов, на входе в запорно-регулирующую арматуру при ускоренных потоках жидкости [1-4]. Такая ситуация особенно опасна для магистралей, собранных из пластмассовых и металлопластиковых трубопроводов, прочность которых ограничена по сравнению с металлическими трубопроводами. Поэтому возникает необходимость в создании и применении гасителей энергии (объемной скорости) ускоренного потока жидкости, которые иногда называют еще успокоителями, гасителями пульсаций потока жидкости [5, 6].

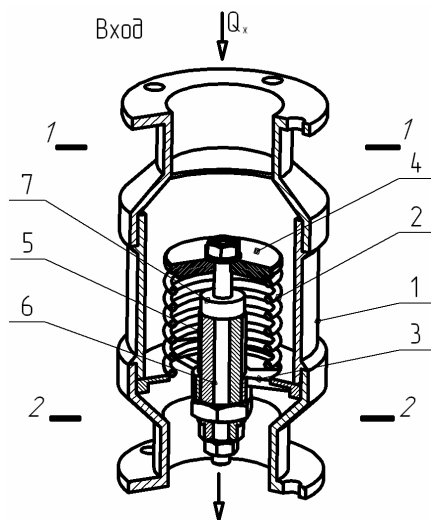


Рис. 1. Конструктивная схема гасителя энергии ускоренного потока жидкости:

1 – корпус; 2 – дросселирующая пружина; 3 – основание; 4 – крышка; 5 – нижний упор; 6 – шток предварительного поджатия пружины; 1-1, 2-2 – расчетные сечения на входе в гаситель и на его выходе

Конструктивно предлагаемый гаситель выполнен в виде расширенного участка трубопровода с фланцами для крепления, внутри которого концентрично размещена дросселирующая пружина сжатия, закрытая сверху крышкой, а снизу – опирающаяся на основание в виде крестовины. Внутри пружины размещены втулка – нижний регулируемый упор и регулируемый шток предварительного поджатия пружины (рис. 1). Принцип действия гасителя основан на том, что при подходе к нему ускоренного потока жидкости дросселирующая пружина начинает сжиматься, под действием возникшего перепада давления, щели витков пружины уменьшаются, снижая скорость потока жидкости. Описанный гаситель отличается от известных большим быстродействием, возможностью настройки в широких пределах изменения параметров, технологичностью в изготовлении и эксплуатации.

При выводе математической модели гасителя приняты следующие упрощающие допущения: инерция витков пружины и крышки не учитывается из-за малости их инерционных сил по сравнению с силой от перепада давления; движение жидкости в щелях пружины квазистационарное, турбулентное. При таких допущениях математическая модель гасителя будет определяться его статической характеристикой, выражающей зависимость расхода жидкости $Q_{ж}$ через дросселирующую пружину от перепада давления на ней $\Delta p_{zc} = p_1 - p_2$ [7]

$$Q_{ж} = \mu_{np} \pi d_{np} (x_0 - \Delta x) n_e \sqrt{\frac{2}{\rho_{ж}} \Delta p_{зс}}; \quad (1)$$

$$\Delta x = \frac{1}{n_e \gamma_{np}} (\Delta p_{зс} F_{m,np} - N_{n,n}), \quad (2)$$

где μ_{np} – коэффициент расхода; d_{np} – средний диаметр пружины; x_0 – первоначальный зазор между витками пружины; Δx – деформация пружины, приходящаяся на один виток; n_e – число витков пружины; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости; $\Delta p_{зс}$ – перепад давления на гасителе; γ_{np} – жесткость пружины; $F_{m,np} = \pi d_{np}^2 / 4$ – площадь торца пружины или крышки; $N_{n,n}$ – усилие предварительного поджатия пружины.

По формуле (1) может быть определен перепад давления на гасителе $\Delta p_{зс}$, если задан расход жидкости $Q_{ж}$

$$\Delta p_{зс} = \frac{\rho_{ж} Q_{ж}^2}{2 [\mu_{np} \pi d_{np} (x_0 - \Delta x) n_e]^2}. \quad (3)$$

При перепаде давления на гасителе $\Delta p_{зс} = \Delta p_{зс,нд}$, при котором начинается деформация пружины, расход жидкости равен

$$Q_{ж,нд} = \mu_{np} \pi d_{np} x_0 n_e \sqrt{\frac{2}{\rho_{ж}} \Delta p_{зс,нд}}. \quad (4)$$

Из формулы (2) при $\Delta x = 0$ можно определить усилие предварительного поджатия пружины:

$$N_{n,n} = \Delta p_{зс,нд} F_{m,np}. \quad (5)$$

Решив совместно уравнения (1), (2), (4), (5), получим равенство

$$Q_{ж} = Q_{ж,нд} - \frac{1}{n_e \gamma_{np}} \mu_{np} \pi d_{np} F_{m,np} n_e \times (\Delta p_{зс} - \Delta p_{зс,нд}) \sqrt{\frac{2}{\rho_{ж}} \Delta p_{зс}}. \quad (6)$$

Для общности анализа представим формулу (6) в относительных параметрах

$$\bar{Q}_{ж} = \left(1 - \frac{\Delta \bar{p}_{зс} - 1}{K_{нд}} \right) \sqrt{\Delta \bar{p}_{зс}}, \quad (7)$$

где $\bar{Q}_{ж} = Q_{ж} / Q_{ж,нд}$; $\Delta \bar{p}_{зс} = \Delta p_{зс} / \Delta p_{зс,нд}$;

$$K_{нд} = \frac{\gamma_{np} x_0 n_e}{F_{m,np} \Delta p_{нд}} - \text{коэффициент противо-$$

действия пружины деформации со стороны перепада давления. Чем меньше коэффициент $K_{нд}$, тем быстрее поджимается пружина под действием $\Delta \bar{p}_{зс}$.

Из формулы (7) следуют очевидное равенство $\bar{Q}_{ж} = 1$ при $\Delta \bar{p}_{зс} = 1$. Отсюда же ясно, что при жестко закрепленной пружине ($K_{нд} = \infty$) и $\Delta \bar{p}_{зс} < 1$ расход жидкости будет определяться зависимостью

$$\bar{Q}_{ж} = \sqrt{\Delta \bar{p}_{зс}}. \quad (8)$$

При определенном значении перепада давления $\Delta \bar{p}_{зс}$ расход жидкости $\bar{Q}_{ж}$ может стать нулевым, что нельзя допускать, иначе произойдет запираание гасителя и гидравлический удар на его входе. Поэтому возникает необходимость в установке упора для хода пружины. При увеличении перепада давления на гасителе больше чем $\Delta \bar{p}_{зс,yn}$, дросселирование жидкости через пружину происходит при постоянной площади проходного сечения и статическая характеристика гасителя начинает вновь возрастать по зависимости:

$$\bar{Q}_{ж} = \left[1 - \frac{\Delta \bar{p}_{зс,yn} - 1}{K_{нд}} \right] \sqrt{\Delta \bar{p}_{зс}}. \quad (9)$$

Перепад давления на гасителе $\Delta \bar{p}_{зс,yn}$, соответствующий нахождению пружины на упоре при расходе $Q_{ж,yn}$ на основании (9) определяется как действительное решение кубического уравнения

$$(\Delta \bar{p}_{зс,yn})^3 - 2(1 + K_{нд})(\Delta \bar{p}_{зс,yn})^2 + (1 + K_{нд})^2 \Delta \bar{p}_{зс,yn} - K_{нд}^2 \bar{Q}_{ж,yn}^2 = 0. \quad (10)$$

Графические зависимости, построенные по уравнениям (8), (7) и (9) представлены на рис. 2.

При выборе параметров гасителя будет интересовать максимальные расход жидкости и перепад давления на нем в рабочем диапазоне его функционирования. Максимальный расход $Q_{ж,макс}$ в диапазоне перепада давления $\Delta \bar{p}_{зс} = 1 \dots \Delta \bar{p}_{зс,yn}$ может быть найден при значении $\Delta \bar{p}_{зс,q}$, определенном в результате дифференцирования функции (7) по $\Delta \bar{p}_{зс}$ и приравнивания полученного выраже-

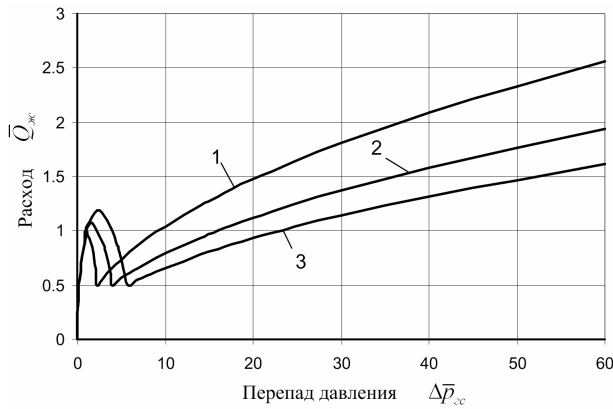


Рис. 2. Зависимость относительного расхода жидкости через щели пружины гасителя от перепада давления на нем при различных коэффициентах $K_{нд}$.

ния к нулю, т.е. $d\bar{Q}_{жс} / d\Delta\bar{p}_{зс} = 0$. В результате дифференцирования и преобразования получим

$$\Delta\bar{p}_{зс.г} = \frac{1}{3}(1 + K_{нд}). \quad (11)$$

Из формулы (11) видно, что чем больше коэффициент противодействия пружины $K_{нд}$, тем при большем значении перепада давления на гасителе реализуется максимальный расход жидкости $\bar{Q}_{жс.макс}$. Подставив в уравнении (7) вместо $\Delta\bar{p}_{зс}$ его выражение (11), получим зависимость для максимального расхода $\bar{Q}_{жс.макс}$ от $K_{нд}$:

$$\bar{Q}_{жс.макс} = \frac{2(1 + K_{нд})}{3K_{нд}} \sqrt{\frac{1}{3}(1 + K_{нд})}. \quad (12)$$

Наибольшее отклонение расхода жидкости в диапазоне перепада давления $\Delta\bar{p}_{зс} = 1 \dots \Delta\bar{p}_{зс.гн}$ определяется по формуле

$$\Delta\bar{Q}_{жс.макс} = \frac{2(1 + K_{нд})}{3K_{нд}} \sqrt{\frac{1}{3}(1 + K_{нд})} - 1. \quad (13)$$

При разработке гасителя будет интересно, при котором $\Delta\bar{Q}_{жс.макс}$ равно определенному значению. Решение уравнения (12) относительно $K_{нд}$ сопряжено с нахождением корней кубического уравнения. Для однозначной зависимости $\Delta\bar{Q}_{жс.макс} = f(K_{нд})$ проще воспользоваться графической зависимостью $\Delta\bar{Q}_{жс.макс} = f(K_{нд})$, представленной на рис. 3, из которого следует, что чем больше коэффициент противодействия пружины, тем больше отклонение расхода жидкости.

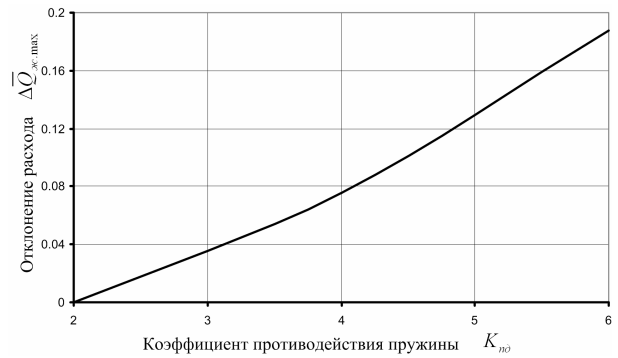


Рис. 3. Зависимость максимального отклонения

расхода жидкости $\Delta\bar{Q}_{жс.макс}$ через гаситель от коэффициента противодействия пружины в диапазоне перепада давления $\Delta\bar{p}_{зс} = 1 \dots \Delta\bar{p}_{зс.гн}$

Наибольший перепад давления на гасителе $\Delta\bar{p}_{зс.нб}$ реализуется на начальном этапе прохождения через него жидкостной пробки, то есть при объемной скорости $\bar{Q}_{жс.нб}$. Ввиду малой инерционности гасителя величина $\Delta\bar{p}_{зс.нб}$ на основании (9) определяется по формуле

$$\Delta\bar{p}_{зс.нб} = (\bar{Q}_{жс.нб})^2 / \left(1 - \frac{\Delta\bar{p}_{зс.гн} - 1}{K_{нд}}\right)^2. \quad (14)$$

Таким образом, получены теоретические зависимости для описания статических характеристик гасителя во всем рабочем диапазоне изменения перепада давления на нем.

Эффективность гасителя можно оценить, если заданы параметры ускоренного потока жидкости. Предположим, что гаситель размещен на участке трубопроводной магистрали с постоянным проходным сечением. К входу гасителя движется жидкостная пробка под действием постоянного перепада давления газа $p_{вх} - p_{вых}$. Движение жидкостной пробки через гаситель с момента касания до выхода из него, в предположении малости гидравлического сопротивления магистрали по сравнению с сопротивлением гасителя, можно описать зависимостью

$$L \frac{dQ_{жс}}{dt} + \Delta p_{зс} = p_{вх} - p_{вых}, \quad (15)$$

где $L = \rho l / F_{мп}$ – акустическая индуктивность жидкостной пробки длиной l , а перепад давления на гасителе $\Delta p_{зс}$ определяется по формулам статических характеристик. Так

как уравнения статических характеристик гасителя являются нелинейными, то совместное их решение с равенством (15) может быть выполнено методом численного интегрирования.

Разностное уравнение для определения расхода жидкости через гаситель в относительных параметрах, полученное из (15), имеет вид:

$$\bar{Q}_{ж,i} = \bar{Q}_{ж,i-1} + (\bar{p}_{вх} - \bar{p}_{вых} - \Delta\bar{p}_{г,i-1})\Delta\bar{t} \quad (16)$$

где $\bar{Q}_{ж,i} = Q_{ж,i} / Q_{ж,нд}$, $\bar{Q}_{ж,i-1} = Q_{ж,i-1} / Q_{ж,нд}$; $\bar{p}_{вх} = p_{вх} / \Delta p_{гс,нд}$; $\bar{p}_{вых} = p_{вых} / \Delta p_{гс,нд}$; $\Delta\bar{p}_{гс,i-1} = \Delta p_{гс,i-1} / \Delta p_{гс,нд}$ – соответствующие относительные параметры гидравлической магистрали; $\Delta\bar{t} = \Delta t / \tau_{нд}$ – относительное приращение времени; $\tau_{нд} = Q_{ж,нд} / (\Delta p_{гс,нд} / L)$ – время, в течение которого жидкостная пробка, движущаяся с объемным ускорением $dQ_{ж} / dt = \Delta p_{гс,нд} / L$, достигает объемной скорости $Q_{ж,нд}$. Величина $\Delta\bar{p}_{гс,i-1}$, входящее в равенство (16), определяется по статическим характеристикам для каждого из выделенных диапазонов изменения расхода жидкости.

В диапазоне изменения расхода жидкости $Q_{ж,i} = Q_{ж,yn} \dots Q_{ж,нб}$ перепад давления $\Delta\bar{p}_{гс,i-1}$ определяется на основании (9) по формуле

$$\Delta\bar{p}_{гс,i-1} = (\bar{Q}_{ж,i})^2 / \left(1 - \frac{\Delta\bar{p}_{гс,yn} - 1}{K_{нд}} \right)^2 \quad (17)$$

где $\bar{Q}_{ж,yn}$ – задается при расчете статических характеристик гасителя; $\Delta\bar{p}_{гс,yn}$ – определяется из решения уравнения (10); $K_{нд}$ – искомый параметр.

В диапазоне изменения расхода жидкости $Q_{ж,i} = 1 \dots Q_{ж,yn}$ перепад давления на гасителе определяется так же, как и при расчете $\Delta\bar{p}_{гс,yn}$ по формуле (10) из решения кубического уравнения

$$(\Delta\bar{p}_{гс,i-1})^3 - 2(1 + K_{нд})(\Delta\bar{p}_{гс,i-1})^2 + (1 + K_{нд})^2 \Delta\bar{p}_{гс,i-1} - K_{нд}^2 \bar{Q}_{ж,i}^2 = 0 \quad (18)$$

При условии $\bar{Q}_{ж,i} \leq 1$ перепад давления на гасителе находится по формуле

$$\Delta\bar{p}_{гс,i-1} = \bar{Q}_{ж,i} \quad (19)$$

Расчет по формулам (16)...(19) ведется до тех пор, пока жидкостная пробка с объемом $V_{жс} = l F_{mp}$ не пройдет через гаситель

или в относительных параметрах пока не

$$\sum_i \bar{Q}_{ж,i} \Delta\bar{t} \geq \bar{V}_{жс},$$

где $\bar{V}_{жс} = V_{жс} / V_{б}$; $V_{б} = 2l(\mu_{np}\pi d_{np}x_0n_e)^2 / F_{mp}$ – базовый объем жидкостной пробки.

Проектировочный расчет гасителя производится для трубопроводных магистралей конкретной технологической установки, когда по условиям ее эксплуатации заданы: максимальный (рабочий) расход жидкости $\bar{Q}_{ж,нд} = 1$, соответствующий началу поджатия пружины; допустимый при этом перепад давления на гасителе $\Delta\bar{p}_{гс,нд} = 1$; наибольший ожидаемый объемный расход ускоренного потока жидкости $\bar{Q}_{ж,нб}$; объем жидкостной пробки $\bar{V}_{жс}$; расход жидкости $(Q_{ж,к})_{тр}$, до значения которого необходимо понизить $\bar{Q}_{ж,нб}$ при помощи гасителя; наибольший допустимый перепад давления на гасителе $(\Delta\bar{p}_{гс,нб})_{доп}$ в момент начала прохождения через гаситель жидкостной пробки; относительный перепад давления на жидкостной пробке $\bar{p}_{вх} - \bar{p}_{вых}$. Из выделенных для расчета гасителя параметров можно сформулировать условия, которым он должен удовлетворять:

$$\Delta\bar{p}_{гс,нб} \leq (\Delta\bar{p}_{гс,нб})_{доп} \quad (20)$$

- для момента вхождения жидкостной пробки в полость гасителя;

$$\bar{Q}_{ж,к} \leq (Q_{ж,к})_{тр} \quad (21)$$

- для момента выхода жидкостной пробки из полости гасителя.

Алгоритм расчета параметров гасителя таков, что вначале определяются $K_{нд}$, $\Delta\bar{p}_{гс,yn}$, $\bar{Q}_{ж,yn}$ из условия удовлетворения неравенства (20). Затем, в результате расчета переходной характеристики гасителя с учетом определенных выше относительных параметров и определения расхода жидкости $\bar{Q}_{ж,к}$ в момент выхода жидкостной пробки из полости гасителя, проверяется выполнение условия (21). Если условие (21) выполняется, то приступают к определению физических параметров гасителя, в противном случае корректируют соотношение $K_{нд}$ и $\bar{Q}_{ж,yn}$ или требования к гасителю.

Определение параметров $K_{нд}$, $\Delta\bar{p}_{гс,yn}$, $\bar{Q}_{ж,yn}$ из условия удовлетворения неравен-

ства (20) проводится на основе совместного решения уравнения (10) и (14), представленного в виде

$$K_{нд} = \frac{\Delta \bar{p}_{зс.уп} - 1}{1 - \bar{Q}_{ж.нб} / \sqrt{(\Delta \bar{p}_{зс.нб})_{доп}}}$$

Для этого при расходе жидкости $\bar{Q}_{ж.уп}$ из диапазона 0,4...0,7 и назначенном первом приближении коэффициента $K_{нд}$ из решения уравнения (10) определяется величина $\Delta \bar{p}_{зс.уп}$, которая подставляется в (23) и рассчитывается $K_{нд}$ второго приближения. Такой процесс счета ведется до тех пор, пока разность $K_{нд}$ двух последовательных приближений не станет меньше допустимой погрешности. При выполнении указанных процедур расчета следует иметь в виду некоторые ограничения: должны выполняться неравенства

$$\bar{Q}_{ж.нб} / \sqrt{(\Delta \bar{p}_{зс.нб})_{доп}} < 1; K_{нд} > 2.$$

Выполнение условия (21) проверяется при найденных выше значениях $K_{нд}$, $\Delta \bar{p}_{зс.уп}$, $\bar{Q}_{ж.уп}$ и данных $\bar{Q}_{ж.нб}$, $\bar{V}_{ж}$, $\bar{P}_{вх}$, $\bar{P}_{вых}$ в результате расчета по уравнениям (16)...(19) переходной характеристики гасителя и определения $\bar{Q}_{ж.к}$.

Расчет гасителя в относительных параметрах применительно к конкретной гидравлической магистрали может быть выполнен только при известных (назначенных) физических величинах: $\bar{Q}_{ж.нб}$; $\bar{Q}_{ж.нд}$; $(\bar{Q}_{ж.к})_{тр}$; $(\Delta \bar{p}_{зс.нб})_{доп}$; $\bar{V}_{ж}$; $\bar{P}_{вх}$; $\bar{P}_{вых}$.

Предположим, что задана максимальная (рабочая) скорость потока жидкости $v_{н.д}$ в трубопроводе с внутренним диаметром $d_{тр}$. Тогда объемный расход жидкости в момент начала деформации дросселирующей пружины гасителя будет равен $\bar{Q}_{ж.нд} = v_{н.д} \pi d_{тр}^2 / 4$. В конструкции гасителя необходимо предусмотреть доступ жидкости к щелевым окнам пружины в процессе его работы, причем эта площадь должна быть не меньше площади трубопровода $F_{тр}$. Площади щелевых окон пружины до начала ее деформации должны быть регулируемыми, причем в сторону уменьшения, начиная с площади, равной $F_{тр}$, т.е. $\pi d_{тр} x_0 n_g = F_{тр}$. В то же время, нельзя допускать снижения диаметра пружины, меньше определенного значения, иначе пружина окажется

слишком длинной с возможной потерей продольной устойчивости в процессе работы гасителя. Пусть средний диаметр пружины гасителя равен $d_{пр} = 0,8 d_{тр}$. Исходя из принятых условий, то есть когда площадь коаксиального канала на входе в щелевые окна гасителя равна площади проходного сечения корпуса гасителя

$\pi (D_{вн}^2 - d_{пр}^2) / 4 = \pi d_{тр}^2 / 4$, получим внутренний диаметр корпуса гасителя

$$D_{вн} = \sqrt{d_{тр}^2 + d_{пр}^2}$$

щелей витков пружины и трубопровода $F_{тр}$, задавшись числом витков n_g , можно определить начальный зазор между витками $x_0 = F_{тр} / (\pi d_{пр} n_g)$. Из условия обеспечения устойчивости пружины целесообразно задавать число витков пружины в пределах $n_g = 6...8$. Перепад давления на гасителе в начале деформации пружины определяется по формуле

$$\Delta p_{зс.нд} = \rho \bar{Q}_{ж.нд}^2 / (2(\mu_{пр} \pi d_{пр} x_0 n_g)^2),$$

где $\mu_{пр}$ – задается в диапазоне $\mu_{пр} = 0,65...0,7$; $\rho_{ж}$ – плотность жидкости в технологической установке.

Представленные исходные данные для расчета гасителя в размерных параметрах приводятся к относительной форме и по указанной выше методике определяется коэффициент противодействия пружины $K_{нд}$. Дальнейший выбор параметров гасителя проводится на основе формулы $K_{нд}$. Один из основных параметров гасителя – жесткость пружины при известном значении $K_{нд}$ рассчитывается по формуле $\gamma_{пр} = F_{т.пр} \Delta p_{зс.нд} K_{нд} / (x_0 n_g)$, где $F_{т.пр} = \pi d_{тр}^2 / 4$ площадь торца пружины или крышки гасителя.

Материал и диаметр проволоки, из которой будет навита пружина, шаг пружины и ее длина в ненапряженном состоянии рассчитываются по известным методикам. Расчет пружины на этом заканчивается, остается лишь определить геометрические размеры упора. Для этого предварительно рассчитывают усилие, развиваемое пружиной при деформации до упора $N_{yn} = F_{т.пр} \Delta p_{зс.уп}$ и далее величину самой деформации $x_{yn} = (N_{yn} - N_{н.н}) / \gamma_{пр}$.

Таким образом, изложен алгоритм проектировочного расчета гасителя энергии ус-

коренного потока жидкости для гидравлических магистралей технологических установок. Применение гасителя позволит повысить надежность установок за счет снижения гидродинамических нагрузок в изгибах и переходах трубопроводов гидравлических магистралей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шорин В.П., Гимадиев М.А. Моделирование гидродинамических процессов в частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали // Вестник СГАУ. Самара, 2006. №1(9).
2. Шорин В.П., Гимадиев М.А. Алгоритм и программа расчета гидродинамических параметров частично заполненной воздухом трубопроводной магистрали // Вестник СГАУ. Самара, 2006. №1(9).
3. Гимадиев М.А. Экспериментальное исследование электропневогидравлических заслонок технологических установок. Самарский госуд. аэрокосм. ун-т. Самара, 1995. 18 с. Деп. в ВИНТИ 24.01.2005, №93-B2005.
4. Гимадиев М.А. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик трубопроводной магистрали, частично заполненной воздушной средой Самарский госуд. аэрокосм. ун-т.- Самара, 2005. 21 с. Деп. в ВИНТИ 24.01.2005, №24-B2005.
5. А.с. 1037012 СССР, Кл. F 16L 55/02. Устройство для гашения кинетической энергии потока / Г.Н. Тянь, К.Д. Бозов и Л.Э. Баишмакова (СССР). Заявл. 16.11.81. Оpubл. 23.08.83, Бюл. № 31.
6. А.с. 1564458 СССР, МКИ5 F 16 L 55/02. Устройство для гашения кинетической энергии потока / С.Г Кривулин, В.И. Кривулина, А.А. Кандауров. Заявл 04.01.88. Оpubл. 15.05.90, Бюл. № 18.
7. Попов Д.Н. Динамика и регулирование гидропневмосистем. М.: Машиностроение, 1987.

FLUID FLOW STILLING DEVICE CHARACTERISTICS CALCULATION AND OPERATION FACTORS SELECTION

© 2007 M.A. Gimadiev

Samara State Aerospace University

Accelerating fluid flow stilling device for process installation piping systems and its hydrodynamic properties calculation principles are presented. On basis of the developed mathematical model and hydrodynamic properties represented in relative parameters, the device design factors selection methodology is expounded for device outlet fluid flow velocity not to exceed the given value.