

Введение. Для получения импульсных струй жидкости высокой скорости используются импульсный водомет (ИВ) и гидропушка (ГП), первые конструкции которых разработаны в институте гидродинамики СО РАН [1]. Как правило, источником энергии в этих установках является поршень, который разгоняется сжатым газом. Теория гидроимпульсных установок развивалась в рамках модели идеальной несжимаемой жидкости. В работе [1] предложена экспоненциальная форма сопла ГП, которая по мнению авторов обеспечивает наиболее эффективную передачу кинетической энергии движущегося поршня струе жидкости, потому что для такого сопла поршень тормозится при постоянном давлении. В работе [3] аналитически рассмотрено втекание свободного водяного заряда несжимаемой жидкости в сужающееся сопло ГП произвольной формы. Получены распределения скорости и давления по длине установки и зависимости параметров от времени для ГП с соплом экспоненциальной формы.

Экспериментальные и теоретические исследования ГП, выполненные Г. А. Атановым [4] показали, что пренебрежение сжимаемостью жидкости при больших скоростях может привести к существенным как качественным, так и количественным ошибкам.

В квазиодномерном приближении течение идеальной несжимаемой жидкости в ГП описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений. При определенных условиях эти уравнения могут быть проинтегрированы в квадратурах и получены аналитические зависимости гидродинамических параметров по длине установки и от времени.

Течение идеальной сжимаемой жидкости в ГП описывается уравнениями нестационарной газовой динамики, которые не имеют аналитического решения ни при каких условиях и могут быть решены только численно конечно-разностными методами. Этот факт дает определенные преимущества теории, основанной на модели несжимаемой жидкости, даже если влияние сжимаемости жидкости может быть существенным. Эти преимущества заключаются в том, что аналитическое решение позволяет глубже понять протекающие процессы и эффективнее управлять ими. Реальным становится решение вариационных задач оптимального управления выстрелом ГП по какому-то критерию (например, максимальному импульсу струи, максимальной скорости истечения струи при ограничении на максимальное давление внутри установки и т.п.) т.к. математически они будут описываться системами обыкновенных дифференциальных уравнений, а не уравнений в частных производных, как для сжимаемой жидкости. Как известно, даже численное решение обыкновенных дифференциальных уравнений значительно проще, чем уравнений в частных производных. Поэтому вопрос об учете сжимаемости жидкости в ГП разных конструкций является актуальным и должен решаться индивидуально для конкретной установки.

В настоящей работе оценивается влияние сжимаемости жидкости на параметры ГП. Квазиодномерное движение жидкости в ГП рассчитывается без учета и с учетом сжимаемости жидкости. Для оценки влияния сжимаемости жидкости использован метод слабо сжимаемой жидкости, идея которого заключается в формальном увеличении скорости звука в уравнении состояния сжимаемой жидкости. Показано, что при больших

скоростях движения жидкости пренебрежение сжимаемостью приводит к существенным количественным и качественным расхождениям. Предложен критерий учета сжимаемости жидкости по числу Маха, рассчитанному для максимальной скорости жидкости.

1. Теория Б. В. Войцеховского для гидропушки с несжимаемой жидкостью. Схема ГП Б.В. Войцеховского приведена на рис. 1. ГП состоит из ресивера 1 со сжатым газом, тяжелого поршня 2, водяного заряда 3, цилиндрического ствола 4, к которому присоединено сужающееся сопло 6. Диаметр входного сечения сопла меньше диаметра ствола и сопло со стволом сопрягается при помощи уступа 5. Работает ГП следующим образом. Под действием давления сжатого газа поршень вместе с водяным зарядом разгоняются в стволе до небольшой скорости порядка 50–60 м/с. Достигая уступа, вода начинает втекать в сужающееся сопло и ускоряться. При этом ускоряется только передняя часть втекающей в сопло воды, а поршень и основная масса воды тормозятся, передавая свою энергию передним частицам жидкости. Здесь проявляется пространственное перераспределение энергии при нестационарном движении жидкости. Достигая выходного сечения сопла, вода истекает из него импульсной высоконапорной струей со скоростью до 3000 м/с.

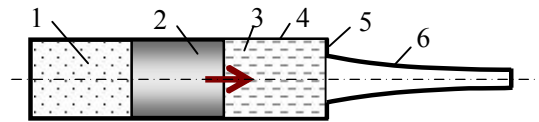


Рис. 1

Как отмечалось, в работе [1] Б.В. Войцеховским предложена теория ГП для несжимаемой жидкости. Эта теория построена в предположении, что жидкость идеальная и несжимаемая, ее движение квазиодномерное, влияние жидкости в стволе учитывается приближенно, как присоединенная масса к поршню. Предполагая, что давление на поршень остается постоянным в течение выстрела ГП, авторами была найдена необходимая форма профиля сопла и получены распределения скорости и давления в сопле ГП:

$$\begin{aligned} S(x) &= S_1 e^{-\alpha x}, \\ u(x, x_F) &= u_1 e^{\alpha(x-x_F/2)}, \\ p(x, x_F) &= p_0 \left(e^{\alpha x} - e^{2\alpha x - \alpha x_F} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{\rho S_0^2}{m S_1}, \quad u_1 = U_0 \frac{S_0}{S_1}, \quad p_0 = \frac{\rho U_0^2 S_0^2}{2 S_1^2}.$$

Здесь S – площадь поперечного сечения сопла; S_0 , S_1 , S_2 – площадь ствола, входа и выхода из сопла, соответственно; x – координата; x_F – координата переднего фронта жидкости, отсчитываемая от входа в сопло; α – параметр сопла; u – скорость жидкости; u_1 – начальная скорость жидкости у входа в сопло; U_0 – начальная скорость поршня; p – давление жидкости в сопле; p_0 – давление жидкости на поршень; ρ – плотность воды; m – масса поршня и присоединенная масса воды.

Идея работы [1] были использованы при разработке экспериментальной ГП для проходки туннелей, результаты испытаний которой описаны в [2].

2. Уравнения движения сжимаемой жидкости.

Как отмечалось, пренебрежение сжимаемостью жидкости при расчете гидроимпульсных установок может привести к заметным количественным ошибкам [4]. Ударные схемы гидроимпульсных установок (ГП ударного действия, поршневая ударная пресс-пушка, электроимпульсный водомет и т.д.), в которых определяющими являются волновые процессы, рассчитать для несжимаемой жидкости вообще не удастся. Квазиодномерное течение идеальной сжимаемой жидкости в ГП описывалось системой уравнений нестационарной газовой динамики в следующей форме [4 - 9]

$$\begin{aligned} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} &= 0, \\ \frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{u^2}{2} + \frac{n}{n-1} \frac{p+B}{\rho} \right) &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$p = B \left[(\rho/\rho_0)^n - 1 \right],$$

где t - время; $B = 304,5$ МПа; $n = 7,15$; $\rho_0 = 10^3$ кг/м³ - постоянные в уравнении состояния воды в форме Тэта. Система (1) решалась при следующих начальных и граничных условиях:

$$u(0,x) = U_0, p(0,x) = 0, \rho(0,x) = \rho_0; -L \leq x \leq 0, \quad (3)$$

$$p(t, x_F) = 0. \quad (4)$$

Уравнения движения поршня с начальными условиями имели в вид:

$$\begin{aligned} \frac{du_p}{dt} &= -\frac{p(t, x_p)}{m_p} S_0, \quad \frac{dx_p}{dt} = u_p, \quad (5) \\ u_p(0) &= U_0, \quad x_p(0) = -L, \end{aligned}$$

где u_p и x_p - скорость и координата поршня; L - длина водяного заряда. Начало координат расположим во входном сечении сопла, которого в начальный момент времени достигает передний фронт жидкости.

Поставленная задача решалась численно методом Годунова [4-7, 9, 10] и сеточно-характеристическим методом [8]. Расчеты проводились на сетках из 256 и 512 ячеек. В процессе расчетов контролировалось выполнение балансов массы и энергии. При расчете на мелких сетках дисбаланс массы и энергии не превышал 0,1%.

3. Метод слабо сжимаемой жидкости. Оценку влияния сжимаемости жидкости на параметры течения можно сделать следующим образом. Как известно, чем меньше сжимаемость жидкости, тем больше скорость звука в ней. Для воды с уравнением состояния Тэта скорость звука определяется выражением $a = \sqrt{(\partial p / \partial \rho)_S} = \sqrt{n(p+B)/\rho}$, и при атмосферном давлении равна $a_0 \approx 1500$ м/с. Если увеличивать скорость звука, что соответствует уменьшению сжимаемости, то можно ожидать, что решение для слабо сжимаемой жидкости будет стремиться к решению для несжимаемой. Формально это можно сделать, увеличивая показатель адиабаты n в уравнении состояния следующим образом: $a'_0 = a_0 \sqrt{n'/n}$. Например, для $n' = 400n$ получаем $a'_0 = 20 a_0 = 30$ км/с.

Действуя таким образом, можно решить две задачи: оценить влияние сжимаемости и проверить достоверность результатов. Действительно, если при увели-

чении скорости звука результаты расчетов изменяются незначительно, то сжимаемостью жидкости в этом процессе можно пренебречь. В противном случае сжимаемость жидкости надо учитывать. Причем, для такой оценки совсем необязательно знать решение для несжимаемой жидкости. Достаточно провести расчеты с возрастающим значением скорости звука и посмотреть поведение решения, которое должно асимптотически сходиться. С другой стороны, если при увеличении скорости звука решение будет сходиться к известному решению для несжимаемой жидкости, то это указывает на достоверность результатов расчетов.

Запишем уравнения движения идеальной сжимаемой жидкости в виде

$$\frac{d\rho}{dt} + \rho \nabla \bar{u} = 0, \quad \frac{d\bar{u}}{dt} + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0.$$

Преобразуем уравнения, исключив производную ρ по времени

$$\frac{1}{a^2} \frac{dp}{dt} + \rho \nabla \bar{u} = 0, \quad \frac{d\bar{u}}{dt} + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0.$$

Сделаем оценку слагаемых в уравнениях. Пусть скорость и давление в ГП возрастает до значений u и p за время t на расстоянии L . Тогда для слагаемых имеем следующие оценки

$$\frac{1}{a^2} \frac{dp}{dt} \sim \frac{1}{a^2} \frac{p}{t}, \quad \rho \nabla \bar{u} \sim \rho \frac{u}{L}, \quad \frac{d\bar{u}}{dt} \sim \frac{u}{t}, \quad \frac{1}{\rho} \nabla p \sim \frac{p}{\rho L}.$$

Приравнявая порядки слагаемых в уравнении импульсов, получим

$$\frac{p}{\rho L} = \frac{u}{t}.$$

Т.к. скорость изменяется за время t на расстоянии L , то отсюда следует, что $u = L/t$ и тогда $p = \rho u^2$, что согласуется по порядку величин с уравнением Бернулли. Сравним порядки слагаемых в уравнении неразрывности

$$\frac{1}{a^2} \frac{dp}{dt} : \rho \nabla \bar{u} \sim \frac{1}{a^2} \frac{pL}{t\rho u} = \frac{L^2}{a^2 t^2} = \frac{u^2}{a^2} = M^2.$$

Из оценки видно, что первое слагаемое в M^2 раз меньше по порядку второго и при $a \gg u$ им можно пренебречь. Тогда уравнения движения для слабо сжимаемой жидкости примут такой же вид, как и для несжимаемой жидкости

$$\nabla \bar{u} = 0, \quad \frac{d\bar{u}}{dt} + \frac{1}{\rho} \nabla p = 0.$$

Назовем этот прием «методом слабо сжимаемой жидкости».

4. Результаты расчетов, сравнение разных моделей жидкости. Ниже приведены результаты расчетов для ГП, рассчитанной по теории Б.В. Войцеховского и описанной в работе [2] со следующими данными: длина экспоненциального сопла $L_s = 1240$ мм, радиус ствола $R_0 = 89$ мм, радиус входа в сопло $R_1 = 30,9$ мм, радиус выхода из сопла $R_2 = 4,175$ мм. Ствол и сопло сопрягались конической вставкой длиной $L_k = 100$ мм.

Масса поршня $m_p = 64$ кг, масса воды 3,5 кг. Параметр сопла, рассчитанный по массе поршня $\alpha = 3,226$ м⁻¹. Скорость поршня в экспериментах изменялась в интервале $U_0 = 38 - 66$ м/с.

На рис. 2 и 3 приведено распределение давления и скорости по длине ГП в конце втекания воды в сопло.

Кривые 1 соответствуют расчету по формулам (1), кривые 2 – численному расчету по уравнениям (2). Кривые 3 получены при численном интегрировании уравнений (2) для жидкости, скорость звука в которой в 20 раз больше, чем в воде ($a = 20 a_0$, напомним, что скорость звука в воде около 1500 м/с). Такая асимптотика соответствует модели несжимаемой жидкости и эти результаты должны совпадать с данными [1].

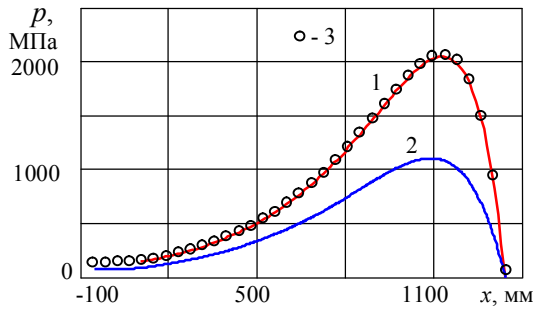


Рис. 2

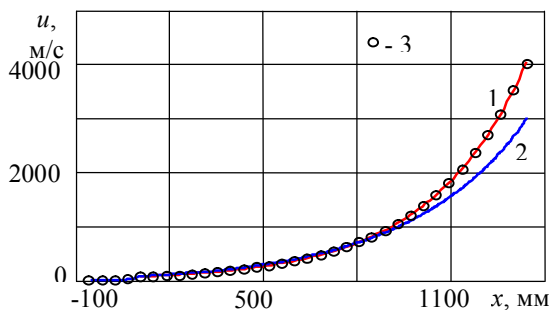


Рис. 3

Сравнение с теорией Войцеховского [1] показало, что пренебрежение сжимаемостью жидкости приводит к существенным ошибкам. Для сжимаемой жидкости максимальное давление в сопле в 1,85 а максимальная скорость истечения в 1,34 раза меньше, чем для несжимаемой. Распределения давления и скорости подобные для несжимаемой и сжимаемой жидкости. Теория Войцеховского правильно передает качественный ход зависимостей давления и скорости от координаты и от времени. Количественные характеристики значительно больше, чем для сжимаемой жидкости. Как видно, расчеты для слабо сжимаемой жидкости (кривые 3) хорошо согласуются с моделью несжимаемой жидкости. Это совпадение результатов можно рассматривать как еще одно из доказательств достоверности результатов расчетов.

Отношение динамического напора к максимальному давлению в сопле для сжимаемой жидкости равно 4,1, а для несжимаемой – точно 4. Максимум давления для сжимаемой жидкости сдвинут на 4% внутрь сопла, по сравнению с несжимаемой жидкостью. По этим параметрам совпадение результатов для двух моделей хорошее.

При экспериментальных исследованиях в работе [2] измерялась скорость поршня и скорость струи в начале истечения. Возле среза сопла устанавливались графитовые стерженьки, которые разрушались струей и разрывали электрическую цепь. Эксперименты проводились без откачки и с откачкой воздуха из сопла до давления около 350 Па. При максимальной скорости поршня (око-

ло 66 м/с) скорость истечения жидкости достигала 2500 м/с без откачки воздуха из сопла. При вакуумировании сопла скорость истечения увеличивалась до 3000 м/с. Давление жидкости не измерялось. Сравнение эксперимента с теорией показывает, что значение скорости истечения сжимаемой жидкости хорошо совпадает с экспериментальными значениями для вакуумированного сопла. Расчетное значение скорости около 3023 м/с. Для несжимаемой жидкости максимальное значение скорости истечения составляет 4045 м/с, что на 34% больше экспериментальных данных. Максимальное значение давления в сопле наблюдается в конце втекания и составляет 2045 и 1105 МПа для несжимаемой и сжимаемой жидкости, соответственно. Из результатов экспериментов можно сделать еще один вывод о том, что наличие воздуха в сопле слабо влияет на скорость струи ГП.

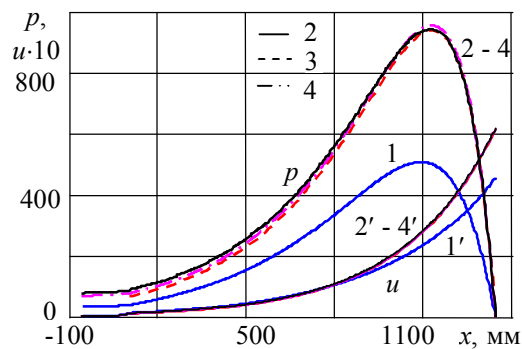


Рис. 4

На рис. 4 приведены нормированные кривые распределения давления и скорости по оси ГП на конец втекания. Скорость отнесена к начальной скорости поршня u_{p0} , а давление - к скоростному напору $\rho u_{p0}^2 / 2$. Кривые 1 и 1' – сжимаемая жидкость, кривые 2 и 2' – несжимаемая жидкость, кривые 3 и 3' – слабо сжимаемая жидкость ($a = 20 a_0$), кривые 4 и 4' – сжимаемая жидкость с малой начальной скоростью $u'_{p0} = 0,1 u_{p0} = 6,6$ м/с. Как видно результаты расчетов для несжимаемой, слабо сжимаемой и нормальной жидкости при меньшем значении начальной скорости поршня хорошо совпадают.

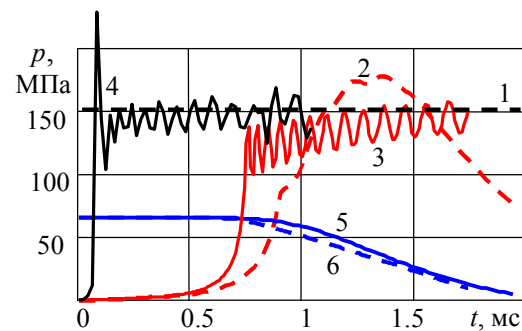


Рис. 5

На рис. 5 приведены зависимости давления на поршне и скорости поршня от времени. Кривые 1 – 4 – давление, 5 и 6 – скорость поршня; 1 – несжимаемая, 2 и 5 – сжимаемая, 3, 4 и 6 – слабо сжимаемая жидкость

($a = 20 a_0$); 4 - длина конической вставки 10 мм. Как видно, для сжимаемой жидкости давление на поршне переменное, хотя по теории Б.В. Войцеховского [1] должно быть постоянным, равным приблизительно 150 МПа. Идея постоянства давления на поршне как раз и заложена при выводе соотношений (1). В этом случае поршень тормозится с постоянным ускорением и эффективно передает свою энергию жидкости. Для сжимаемой жидкости давление на поршень на начальной стадии процесса равно нулю. При втекании воды в сопло давление быстро повышается, достигая максимального значения 178 МПа в момент времени $t = 1,35$ мс, а затем понижается (кривая 2). Задержка по времени в повышении давления обусловлена длиной конической вставки и самого водяного заряда. Чем длиннее вставка, тем более плавный вход в сопло и тем медленнее повышается давление при втекании жидкости в сопло. Чем длиннее водяной заряд, тем больше время, за которое волны давления дойдут от сопла до поршня. При уменьшении длины конической вставки сдвиг по времени существенно уменьшается и кривая давления смещается к началу координат (кривые 3 и 4 для слабосжимаемой жидкости со вставками длиной 100 и 10 мм). Скачкообразное повышение давления на поршне для слабо сжимаемой жидкости (кривая 4) объясняется ударом водяного заряда о крутую коническую вставку на входе в сопло. Для сжимаемой жидкости изменение давления на поршне носит колебательный характер. Особенно это наглядно видно для слабо сжимаемой жидкости (кривые 3 и 4). Для такой жидкости период колебаний давления, который определяется расстоянием от поршня до свободной поверхности жидкости и скоростью звука в жидкости, значительно меньше времени выстрела ГП. Поэтому на графике давления хорошо видно несколько колебаний, которые происходят вблизи значения, соответствующего значению давления для несжимаемой жидкости. Скорость поршня на активной стадии торможения для сжимаемой жидкости убывает почти линейно, а для слабо сжимаемой - линейно, как и должно быть по теории Б.В. Войцеховского (кривые 5 и 6).

Расчеты для сжимаемой жидкости конических вставок разной длины дают практически одинаковые результаты. Угол наклона конической вставки мало влияет на гидродинамику потока. Даже замена конической вставки скачком площади поперечного сечения во входной части ГП практически не отражается на параметрах течения в сопле [10]. Этого и следует ожидать, так как двумерный характер течения около скачка поперечного сечения сглаживается на расстоянии около одного диаметра. Кроме того, скорость течения в окрестности конической вставки намного меньше скорости жидкости на ее переднем фронте. Поэтому двумерным характером потока в таких задачах действительно можно пренебречь, даже если есть скачок площади во входном сечении в сопло.

Из проведенных исследований следует, что существенные отклонения теории Войцеховского в значениях скорости и давления связаны с пренебрежением сжимаемостью жидкости. Важным достоинством теории является то, что она позволяет просто оценить основные параметры ГП и проводить поиск конструкции установки целенаправленно по следующей схеме: задается максимальное давление в стволе, определяется параметр сопла, подбирается скорость поршня и длина

сопла, оценивается максимальное давление в сопле. Все остальные подходы требуют значительного объема вычислений квалифицированного специалиста. Можно сказать, что теория Войцеховского имеет хорошую инженерную направленность. Она может быть использована в качестве первого приближения для расчета параметров ГП. Затем расчет можно уточнить, проведя расчет течения в ГП численным методом с учетом сжимаемости жидкости.

Из анализа полученных результатов следует, что в качестве критерия для оценки влияния сжимаемости жидкости на параметры ГП можно использовать число Маха, рассчитанное по максимальной скорости истечения. Как отмечается в [8], сжимаемость воды в ГП можно пренебречь, если число Маха меньше единицы. При максимальной скорости истечения струи 1500 м/с (число $M \approx 1$) различие скоростей для сжимаемой и несжимаемой жидкости 14 %, а давления - 32 %. С повышением скорости жидкости это различие еще больше увеличивается. Можно отметить, что для рассмотренной конструкции ГП теория несжимаемой жидкости дает удовлетворительное совпадение по скорости истечения и плохое совпадение по максимальному давлению. Характер течения, распределение величин по пространству, отношение характерных параметров для разных моделей жидкости удовлетворительно совпадают. Для ГП конструкции Б.В. Войцеховского число Маха достигает 2 и результаты расчетов для несжимаемой и сжимаемой жидкости сильно различаются. Для слабо сжимаемой жидкости, скорость звука в которой в 20 раз больше чем в воде, число Маха для той же ГП равно 0,14. При уменьшении начальной скорости втекания водяного заряда в 10 раз, число Маха для той же ГП уменьшается до 0,27. Совпадение результатов для разных моделей жидкости в этих случаях хорошее.

Заключение. Оценено влияние сжимаемости жидкости на параметры гидропушки. Показано, что теория Б.В. Войцеховского, не учитывающая сжимаемость жидкости, дает завышенные значения скорости и давления при больших скоростях движения жидкости. В качестве критерия для оценки влияния сжимаемости жидкости предложено число Маха, рассчитанное по максимальной скорости в конце втекания. При малых числах Маха пренебрежение сжимаемостью жидкости оправдано. При числах Маха, сравнимых с единицей, необходимо учитывать сжимаемость жидкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Войцеховский Б. В., Дудин Ю. А., Николаев Ю. А., Николаев В. П., Никитин В. В. Кавитационный эффект в экспоненциальном струйном насадке // Динамика сплошной среды. - Новосибирск: ИГД СО АН СССР. - 1971. - Вып. 9. - С. 7 - 11.
2. Cooley W.C., Lucke W.N. Development and Testing of a Water Cannon for Tunnelling // Proc. 2nd International Symposium on Jet Cutting Technology. - Cambridge (England). - 1974. - Paper J3.
3. Ryhming J. L. Analysis of unsteady incompressible jet nozzle flow // J. of Appl. Mathematics and Physics (ZAMP). - 1973. - V. 24. P. 149 - 164.
4. Атанов Г. А. Гидроимпульсные установки для разрушения горных пород. - Киев: Вища школа, 1987 - 155 с.

5. Атанов Г. А. Расчет выстрела гидропушки методом "распада разрыва" // Гидромеханика: Сб. науч. тр. / Киев: Наукова думка. Вып. 30. 1974. С. 51 - 54.
6. Атанов Г. А., Губский В.И., Семко А.Н. Внутренняя баллистика пороховой гидропушки // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 1997. № 6. С. 175-179.
7. Семко А. Н. Внутренняя баллистика импульсного водомета с пороховым приводом // Прикладная механика и техническая физика. 2000. Т. 41, № 3. С. 118 - 124.
8. Семко А. Н. О влиянии сжимаемости жидкости на параметры гидропушки // Инженерно-физический журнал. 2001. Т. 74. № 1. С. 1 – 5.
9. O. Petrenko, E.S. Geskin, G.A. Atanov, A. Semko, B. Goldenberg. Numerical Modeling of High-Speed Water Slugs // Transaction of the ASME. Journal of Fluids Engineering. Vol. 126. No 2. Marth 2004. – P. 206 – 209.
10. Атанов Г.А., Семко А.Н. О соотношении между динамическим давлением ультраструи и статическим давлением в установке. // Аэрогазодинамика нестационарных процессов: Сб. науч. тр. / Томск: ТГУ, 1987.- С. 9-13.

пост. 20.02.07.

Посекционный метод расчета газожидкостных теплообменников когенерационных установок

Н.А. РОМЕНСКАЯ, А.А. РОМЕНСКИЙ, И.С. ДОЛГОПОЛОВ

Днепродзержинский государственный технический университет

Излагаются разработанные методики посекционного конструктивного и поверочного теплового и гидравлического расчетов газожидкостных теплообменников, которые могут быть использованы в технико-экономических расчетах для выбора оптимального варианта теплообменника. На примере утилизационного газо-водяного теплообменника представлено сопоставление двух методов расчета – посекционного и по усредненным параметрам.

Наводяться розроблені методики посекційного конструктивного та повірочного теплового і гідравлічного розрахунків газорідних теплообмінників, які можна використовувати в техніко-економічних розрахунках при виборі оптимального варіанту теплообмінника. На прикладі утилізаційного газовадяного теплообмінника наведено зіставлення двох методів розрахунків – посекційного і по усередненим параметрам.

The designed techniques of constructive and verified thermal and hydraulic calculations of gas-liquid heat exchangers as elements with distributed constants are presented, which can be used in technical and economic calculations for alternative of the optimal variant. The comparison of two methods of calculations – the heat exchanger as element with distributed constants and with lumped parameters is presented for utilized gas-water heat exchanger.

Введение. Для повышения эффективности использования топлива реконструкцию действующих и проектирование вновь строящихся водогрейных котельных целесообразно проводить с использованием принципа когенерации на базе газопоршневых или газотурбинных двигателей с последующей утилизацией продуктов сгорания [1]. Выбор теплового двигателя (ТД) и схемы утилизации отработавших дымовых газов – в котлы или в утилизационный теплообменник (УТО) проводится технико-экономическим расчетом (ТЭР). Наиболее простой является схема со сбросом продуктов сгорания в котлы. Однако при невозможности сброса продуктов сгорания в котлы, теплота их используется посредством УТО. Если ТД комплектуется УТО, то необходим поверочный расчет его на конкретные условия работы по расходу и температуре нагреваемой воды. А при отсутствии УТО возникает необходимость в конструктивном расчете его.

В инженерной практике тепловой и гидравлический расчеты теплообменников выполняются обычно по усредненным параметрам теплоносителей. На недостатки такого подхода указывается в [2] и рекомендуется выполнять расчеты теплообменников посекционно. Целесообразность такого подхода обусловлена тем, что при

посекционном расчете более точно определяются поверхность нагрева и количество переданной теплоты, что позволяет снизить материало- и энергоемкость УТО. Последние рекомендации следует учитывать при поверочном и конструктивном расчетах утилизационных теплообменников. Учитывая это, в настоящей статье приводятся результаты разработки методики посекционного теплового и гидравлического расчетов УТО и на конкретном примере представлено сопоставление двух методов – посекционного и по усредненным параметрам.

Постановка задачи. Когенерационная установка (КУ) располагается в водогрейной котельной, рабочим топливом в ТД, как и в водогрейных котлах (ВК) принят природный газ. В качестве УТО КУ принят трубчатый теплообменник экономайзерного типа с секционным исполнением трубных пучков и с перекрестно-противоточной схемой движения теплоносителей – дымовые газы и вода. Под секцией в УТО подразумевают пакет из U-образных труб, включенных параллельно по нагреваемой воде, с поперечным S1 и продольным S2 шагами и омываемых перекрестно дымовыми газами. При шахматной компоновке в секции по